

柴油机

燃料供给与调节

Fuel Injection and Control
for Diesel Engines

高宗英 朱剑明 主编



柴油机燃料供给与调节

主编 高宗英 朱剑明
参编 刘胜吉 居钰生
邓东密 尹必峰
杭 勇 杜家益
主审 蒋德明



机械工业出版社

本书内容涉及柴油机及其燃料供给系统的发展历史、相互关系以及发展前景；柴油机燃料、燃烧、混合气形成以及喷油液力过程的基本理论；传统燃料供给与调节系统以及电控系统的结构和工作原理；柴油机与燃料供给系统的合理匹配以及油泵、油嘴中典型精密偶件加工工艺及设备等多方面内容。

本书适合内燃机领域广大工程技术人员与高校师生参考阅读。

图书在版编目(CIP)数据

柴油机燃料供给与调节/高宗英,朱剑明主编. —北京:机械工业出版社, 2009. 10(2011. 4 重印)

ISBN 978-7-111-28790-2

I. 柴… II. ①高…②朱… III. 柴油机—燃料加注系统
IV. TK421

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 193796 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:徐 巍 责任编辑:管晓伟 封面设计:鞠 杨
责任校对:申春香 责任印制:李 妍

北京振兴源印务有限公司印刷

2011 年 4 月第 1 版第 2 次印刷

184mm × 260mm · 18.5 印张 · 454 千字

3001—5000 册

标准书号: ISBN 978-7-111-28790-2

定价: 39.80 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换
电话服务 网络服务

社服务中心: (010)88361066

销 售 一 部: (010)68326294

销 售 二 部: (010)88379649

读者服务部: (010)68993821

门户网: <http://www.cmpbook.com>

教材网: <http://www.cmpedu.com>

封面无防伪标均为盗版

序

柴油机因其独有优越性，在我国国民经济各领域应用广泛。燃油喷射系统作为柴油机的核心部件，直接影响和决定了柴油机技术水平和换代升级，被誉为柴油机的“心脏”。

《柴油机燃料供给与调节》一书由江苏大学和无锡油泵油嘴研究所的教授、专家合作编写。江苏大学高宗英教授是知名学者、新中国第一位内燃机留学博士，曾任江苏理工大学校长，长期从事内燃机方面的教学与科研工作。无锡油泵油嘴研究所朱剑明所长在内燃机及燃油系统研发方面，有丰富的经验，并对内燃机技术发展具有敏锐的洞察力。该书还特别邀请了西安交通大学原校长蒋德明教授担任主审。

到目前为止，正式出版的有关柴油机燃油系统方面书籍不多，且比较局限，大多理论性不强。而这本书根据内燃机技术的发展和现状，对柴油机燃油系统的原理、结构设计、典型制造技术及电子控制技术作了全面系统的论述，还对柴油机及其燃油系统的发展历史作出了详细的介绍。该书深入浅出、通俗易懂，理论性很强，既能供内燃机科研工作者作为工具书，又可以作为高校教师、学生的教科书。

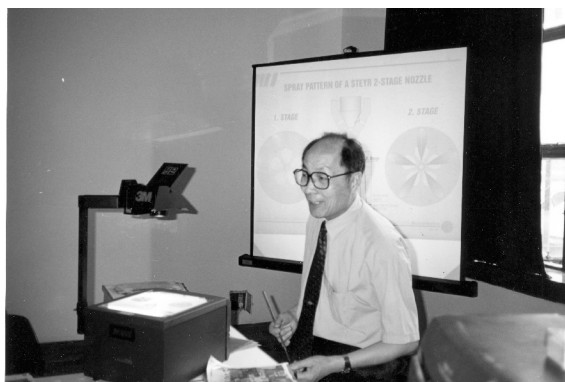
希望该书的出版能为我国内燃机事业的发展有所贡献。

何光素

2009 年 11 月



主编简介：



高宗英：1936年生，1957年毕业于南京工学院（现东南大学）机械工程系，1981年在奥地利格拉茨工业大学获博士学位，是新中国成立后出国留学人员中的第一位内燃机博士，1984年经国家教委与国务院学位委员会特批为教授，博士生导师。曾任江苏理工大学（现江苏大学）校长，并长期担任全国内燃机专业指导委员会副主任委员，曾任中国内燃机学会常务理事，江苏省内燃机学会副理事长，中国内燃机学会专家咨询委员会副主任委员，还先后担任浙江大学、东南大学、南京理工大学客座教授，天津大学国家内燃机燃烧学重点实验室学术委员。在国内外杂志上发表论文90多篇，并有译著多部。曾先后获得江苏省优秀教师、优秀研究生导师和优秀学科带头人等光荣称号。



朱剑明：1956年生，1983年毕业于江苏工学院（现江苏大学）内燃机专业，现任一汽集团无锡油泵油嘴研究所所长，中国内燃机工业协会副理事长，同时担任中国内燃机学会和中国汽车工程学会两个燃油喷射委员会主任委员，上海理工大学与江苏大学客座教授，博士生导师，长期从事柴油机及其油泵油嘴行业的科研、管理与领导工作，先后获得机械电子工业部优秀青年专家、中国机电工业年度十大风云人物、中国汽车工业杰出人物和2008中国工业经济年度十大风云人物等光荣称号。

前言

众所周知，柴油机是热效率最高且在工农业、交通运输乃至国防领域内应用得最为广泛的热力发动机，而燃料供给与调节系统则是柴油机上最为重要也是最为精密的部件之一，俗称柴油机的“心脏”。

目前，人类社会在实现可持续发展的过程中，正面临着能源短缺与环境恶化的巨大挑战，为此也就对柴油机节能与环保性能不断提出新的更高的要求，从而使燃料供给与调节系统技术不断向前发展。实际上，柴油机自 19 世纪问世以来，它的发展一直与其燃料供给与调节系统的进步密不可分。

柴油机燃料供给与调节系统结构形式繁多，理论也比较复杂，目前虽有许多相关书籍，但很多已经陈旧，有的则不够系统，为此广大工程技术人员与高校相关专业师生迫切需要一本有关柴油机燃料供给与调节方面比较系统的专门著作。为此，中国内燃机学会在制定《内燃机科技丛书》规划时，曾决定出版《柴油机燃料供给与调节》一书，并建议由江苏大学和无锡油泵油嘴研究所联合编写，由江苏大学高宗英教授负责组织。因此，本书当初是作为“内燃机科技丛书”的一个分册与机械工业出版社签订合同的。

江苏大学是 2001 年由地处江苏镇江的几所高等院校合并组建而成的，其中主体部分江苏理工大学原为直属机械工业部的全国重点大学，它又是由原镇江农业机械学院、江苏工学院逐渐发展更名而来的，学校的内燃机学科为机械工业部与江苏省重点学科，并于 1984 年经国家教委和国务院学位委员会特批获博士授予权；无锡油泵油嘴研究所原直属机械工业部，现虽归属中国一汽集团，但仍为全国油泵、油嘴行业归口单位并建有博士后工作站。两个单位均与全国内燃机，特别是柴油机及其油泵、油嘴行业有着密切联系，相互之间亦有良好的合作关系，因此承担本书的编写工作也是这两个单位义不容辞的任务。但毕竟因编写工作牵涉两个单位的协调，加之柴油机燃料供给与调节的相关内容又很多，使本书出版日期比当初预订计划有较大推迟，辜负了广大读者的期望，为此深表歉意。然而令人感到欣慰的是，经过双方的共同努力，本书终于能够面世。但目前情况有了新的变化，主要是全书内容比原定丛书的设想要丰富得多，字数和图表也大大突破了丛书给定的界限，经与中国内燃机学会上一届（第六届）常务理事会协商并经机械工业出版社同意后决定，本书不再作为“内燃机科技丛书”的一个分册，而作为社会科技图书单独出版。为此，我们对学会和出版社方面的理解与支持表示由衷的感谢。

本书由高宗英教授（江苏大学）和朱剑明教授（无锡油泵油嘴研究所）共同主编，全书共 10 章，内容涉及柴油机及其燃料供给系统的发展历史、相互关系以及发展前景；柴油机燃料、燃烧、混合气形成以及喷油液力过程的基本理论；传统的燃料供给与调节系统以及电控系统的结构和工作原理；柴油机与燃料供给系统的合理匹配以及油泵、油嘴中典型精密偶件加工工艺及设备等多方面内容。在取材上需要说明的是：

1. 尽管从日益严格的节能与排放要求来看，柴油机燃料供给与调节系统正不断向电子控制方向发展（如高压共轨系统的广泛应用），但考虑到技术发展的连续性与我国生产现状，



本书仍将以介绍传统的机械控制的燃料供给与调节系统为主，因为只有在弄清这个基本领域问题的基础上，才能对电控系统发展的方向与策略有更深入的理解，至于电控技术方面的内容，本书也在可能的情况下，适当予以加强。

2. 有关柴油机燃料、燃烧与混合气形成的内容与燃料供给系统十分密切，考虑到“内燃机科技丛书”中目前有关柴油机混合气形成与燃烧的专著尚未出版，已有的其他著作中对这方面的内在联系介绍得也不多，故本书对这部分的内容作了必要的阐述，并力求在严格理论的基础上，以简明易懂的方式说明它们之间的内在联系，虽然本书现已改为单独出版，但相关内容仍可弥补“内燃机科技丛书”未能出齐的缺憾。

本书第1章由江苏大学高宗英教授与无锡油泵油嘴研究所朱剑明教授共同编写，第2章、第3章由高宗英教授编写，第4章由江苏大学杜家益副教授编写，第5章、第7章由原无锡油泵油嘴厂高级工程师邓东密与高宗英共同编写，第6章由江苏大学尹必峰博士编写，第8章由江苏大学刘胜吉教授、高宗英教授与无锡油泵油嘴研究所杭勇博士共同编写，第9章由刘胜吉编写，第10章由无锡油泵油嘴研究所居钰生教授编写。

全书文稿由江苏大学杜家益副教授加工整理，附图由尹必峰博士制作，书中引用的大量资料中，除了一部分来自编者所在单位的科研成果以及国内柴油机与油嘴油泵界已公开发表的书籍与论文外，也有很多国外资料，特别是德国博世(Bosch)公司的图片资料取自该公司在奥地利哈兰(Hallein)分公司原技术部主任G. 雷诺(Lehner)博士赠送的图书和产品样本资料。此外，江苏大学客座教授，德国G. 埃斯贝特(Elsbett)先生也为本书编写提供了不少宝贵资料，以上情况特此说明并一并表示感谢。

另外，本书特别邀请我国内燃机界公认的权威人士，西安交通大学蒋德明教授主审，编者也在此表示衷心感谢。

最后，编者希望本书能够受到内燃机界广大工程技术人员与高校师生的欢迎，并对我国油嘴、油泵行业的发展有所贡献，也希望广大读者对本书不足之处与今后修改方向提出宝贵意见。

编 者

目 录

序	
前言	
第 1 章 柴油机燃料供给与调节	
系统概述	1
1.1 柴油机及其燃料供给与调节系统的发展简史	1
1.2 柴油机燃料供给与调节系统的功能、要求、组成及分类	9
第 2 章 柴油机的燃料、混合气形成与燃烧	18
2.1 柴油机的燃料	18
2.1.1 柴油的有关标准说明	19
2.1.2 重油	25
2.1.3 代用燃料	26
2.2 柴油机的混合气形成与燃烧	29
2.2.1 燃烧热化学	29
2.2.2 柴油机混合气形成与燃烧特点及其燃烧室分类	32
2.2.3 直喷式柴油机气缸内的气体流动	37
2.2.4 柴油机的燃烧过程与放热规律	48
2.3 柴油机的燃油喷雾	66
第 3 章 柴油机的燃料喷射过程	72
3.1 泵-管-嘴系统的喷油过程	72
3.2 几何供油规律和喷油规律	74
3.3 喷油规律的确定	76
3.4 喷油过程计算方法简介	78
第 4 章 燃料供给与调节系统低压油路的主要部件	88
4.1 油箱	88
4.2 连接油管	88
4.3 滤清器	88
4.4 输油泵	90
4.5 其他部件	94
第 5 章 喷油泵	96
5.1 直列式喷油泵的工作原理与典型结构分析	96
5.2 直列式喷油泵的系列化与工作能力的评价指标	103
5.3 直列式喷油泵主要零件结构特点及其基本参数的确定	106
5.3.1 柱塞直径 d_p 和有效供油行程 h_e	106
5.3.2 柱塞偶件的结构特点	107
5.3.3 凸轮型线及其对柱塞运动的影响	111
5.3.4 挺柱与滚轮的结构	114
5.3.5 出油阀的结构与减压作用	115
5.3.6 喷油泵的速度特性及其校正	116
5.4 单体式喷油泵	118
5.5 分配式喷油泵	121
第 6 章 喷油器	133
6.1 喷油器的结构与分类	133
6.1.1 喷油器的构造和工作原理	133
6.1.2 低惯量喷油器与 P 系列喷油器	134
6.1.3 喷油器的开启压力	135
6.1.4 双弹簧喷油器	136
6.1.5 喷油器在柴油机气缸盖上的安装	136
6.1.6 喷油器的型号	137
6.2 喷油嘴偶件及其性能	137
6.2.1 轴针式喷油嘴	138
6.2.2 孔式喷油嘴	139
6.2.3 喷油嘴偶件的型号与系列尺寸	140
6.3 喷油嘴的喷孔面积和流通特性	141



6.4 喷油嘴喷孔与油束空间 分布设计	144	控制	217
6.5 柴油机的异常喷射现象	145	8.4.1 电控单体泵系统	217
6.5.1 二次喷射	145	8.4.2 电控泵-喷嘴系统	218
6.5.2 气穴与穴蚀	146	8.5 共轨系统的电子控制	222
6.5.3 不稳定喷射	147	8.6 电控系统软件结构与开发 流程	231
第7章 调速器和提前器	149	8.6.1 电控软件结构	231
7.1 调速器的功能和分类	149	8.6.2 电控软件开发流程	233
7.1.1 调速器按其结构与工作原理 分类	150	8.7 电控系统标定	237
7.1.2 调速器按其功能分类	151	8.7.1 标定工作原理	237
7.2 调速器的工作原理、性能 指标与静力计算	152	8.7.2 标定工具与方法	238
7.2.1 柴油机的调速特性和离心式 调速器的工作原理	152	第9章 燃料供给系统与柴油机的 匹配	243
7.2.2 调速器的性能指标	155	9.1 燃料供给系统与柴油机匹配的 要求及方法	243
7.2.3 调速器的静力计算	159	9.1.1 系统匹配的目标与要求	244
7.3 直列式喷油泵调速器的 典型结构	161	9.1.2 系统匹配的技术步骤	245
7.3.1 RQ 两极调速器	162	9.1.3 系统匹配的一般方法	246
7.3.2 RQV 全程调速器	167	9.2 柴油机燃料供给系统循环 喷油量的匹配	248
7.3.3 RQV-K 全程调速器	169	9.2.1 循环喷油量的确定	248
7.3.4 RSV 全程调速器	175	9.2.2 匹配工作中的油量计量传递	253
7.4 VE 分配泵的调速器	179	9.2.3 燃料供给系统在试验台上的 喷油量调试	254
7.5 直列式喷油泵的供油提前器	188	9.3 柴油机燃料供给系统喷油 时间特性的匹配	256
第8章 柴油机燃料供给与调节 系统的电子控制	193	9.3.1 喷油提前角	257
8.1 柴油机电控系统概述	194	9.3.2 喷油持续期	259
8.1.1 系统组成	194	9.3.3 喷油压力	260
8.1.2 传感器和执行器	195	9.3.4 喷油规律	262
8.1.3 电控单元与控制策略	203	9.4 燃料供给系统参数与燃烧室的 空间匹配分析	263
8.2 直列式喷油泵的电子控制	208	9.4.1 油束在燃烧室内的发展及 形态变化	264
8.2.1 油量调节机构(电子调速器)	210	9.4.2 喷油嘴喷孔油线在燃烧室内的 分布原则	264
8.2.2 供油正时调节机构	211	9.4.3 喷孔油线在燃烧室内的 分布计算实例	267
8.3 分配泵的电子控制	212	9.4.4 喷油嘴参数与柴油机	
8.3.1 位置控制式分配泵	213		
8.3.2 时间控制式轴向柱塞分配泵	214		
8.3.3 时间控制式径向柱塞分配泵	215		
8.4 单体泵和泵-喷嘴的电子			

匹配的分析·····	268	10.4 电加工技术·····	278
第10章 柴油机燃料供给系统典型零件		10.5 燃料供给系统典型精密零件	
制造和关键工艺技术·····	270	的制造技术和工艺·····	279
10.1 燃料供给系统的工作条件		10.5.1 毛坯的制取·····	279
和要求·····	270	10.5.2 精密零件的初加工·····	279
10.2 燃料供给系统典型零件分类		10.5.3 小直径深孔初加工和枪孔钻···	280
与常用加工方法·····	271	10.5.4 精密零件的热处理·····	280
10.3 超精密磨削及磨粒加工		10.5.5 精密零件的精加工·····	281
工艺技术·····	272	10.5.6 典型精密零件制造工艺及	
10.3.1 概述·····	272	设备示例·····	281
10.3.2 CBN磨削技术·····	273	参考文献·····	285
10.3.3 几种常用磨削工艺简介·····	273		



第1章

柴油机燃料供给与调节系统概述

1.1 柴油机及其燃料供给与调节系统的发展简史

柴油机是目前世界上热效率最高、应用最为广泛的一种热力机械。中小功率柴油机主要用于汽车、拖拉机、工程机械和军用车辆等方面，大型柴油机则用于机车、民用船舶与军舰以及工矿固定动力与发电装置方面，应用范围遍及农业、工业、交通和国防建设各个领域。

柴油机的燃料供给与调节系统是柴油机上最重要的、制造与调节精度最高的部件之一。如果说，柴油机是上述各种工作机械的核心动力，那么燃料供给与调节系统就是这个核心动力的“心脏”。

在过去的 100 多年中，柴油机及其燃料供给与调节系统的发展，集中了众多科技人员与生产者的智慧与劳动结晶，从无到有，由粗及精，走过了艰难曲折的道路，取得了今天的巨大成功。在长期的技术进步过程中，柴油机(前者)的发展，离不开燃料供给与调节系统(后者)的支持，而后者的发展也源自前者对动力、经济与环保方面不断提高的要求，两者交互促进，相得益彰，堪称人类社会发展与技术进步史上的典范。

众所周知，1766 年詹姆斯·瓦特(James Watt)发明的蒸汽机掀起了英国的产业革命，导致了世界工业时代的来临，但这种以煤与木材作为燃料，通过机外的锅炉产生蒸汽推动活塞做功的机器，即蒸汽机，其效率很低，当时只有 8% 左右，甚至到今天进入蒸汽轮机(旋转叶轮式外燃机)的时代，简单循环蒸汽动力厂的效率也只能达到 15%。

在蒸汽机出现前后，也产生了将燃料在气缸内燃烧，使燃气膨胀直接做功的构想，这就导致了活塞式内燃机的出现。在众多前人研究成果与实践基础上，德国工业家尼古莱·奥古斯特·奥托(Nicolaus August Otto)制成了第一台有压缩冲程的煤气机，其效率比早期的无压缩冲程内燃机有了明显的提高(当时达到 12%，随后不久即提高到接近 20%)，这就奠定了现今点燃式内燃机(以轻质液体燃料，即汽油或可燃气体作为燃料，最初为火焰式点火，以后改用电火花点火)的基础。目前，广泛应用在汽车(主要指轿车)上的新型电控汽油机的效率已达到 30% 以上。

压燃式内燃机即柴油机的出现，要比点燃式内燃机略晚几年，其发明者鲁道夫·狄塞尔(Rudolf Diesel)师从于著名的林德(Carl von Linde)教授并以优异成绩毕业，受林德教授讲授的“卡诺循环机器原理”的启发，狄塞尔在大学时代就追求并致力研究一种能按卡诺循环



构想工作的热效率最高的机器，卡诺循环是法国科学家卡诺(Léonard Sadi Carnot)于1824年提出的，这种以两个绝热与两个等温过程构成循环的热效率，是在同一温差条件下各种热力循环中最高的。在追求上述理想的基础上，这位年青的德国工程师于1892年向德国柏林(Berlin)帝国专利局提出了他的第一个专利申请，并于1893年2月23日得到批准，这就是著名的DRP No. 67207德国专利“热力发动机的工作原理与结构”(图1-1)。在与这个专利同时发表的论文：“代替蒸汽机及现有发动机的理想热力发动机的理论与设计”中，狄塞尔首次提出了内燃机压燃的原理，即建议将吸入气缸的空气压缩到很高的压力(当时，他建议压缩至200at)，使缸内空气温度远远高于燃料的自燃温度，以保证能够顺利着火并适应燃料的多样性，同时还建议燃料在活塞下行过程中逐步喷入，保证燃烧过程中缸内温度与压力基本保持不变，以便使工作过程接近于卡诺循环，此外为了减少热损失还建议无需对发动机进行冷却，等等。在向一些大公司的建议书中，他曾乐观地预言，若能将气缸内气体温度压缩至800℃左右，实现等温燃烧，按卡诺循环计算的理论热效率应为73%，扣除机械损失后，机器的有效效率仍能达到50%左右。从以后的实践与今天更加科学的观点来看，上述乐观的估计与相应的建议有的过于理想与超前，也有的不够完善甚至是不正确的(例如等温加热不可能实现，发动机不进行冷却也是行不通的)，对此狄塞尔本人通过具体的实践也有所认识，并在以后的专利与论文中作了部分修正，如将等温加热改为等压加热，等等。但这些不足之处并不能抵消他首次提出压燃观点的伟大贡献。正是由于这一贡献，实现了内燃机工作原理与结构的重大突破，导致了热效率最高的压燃式内燃机的诞生。

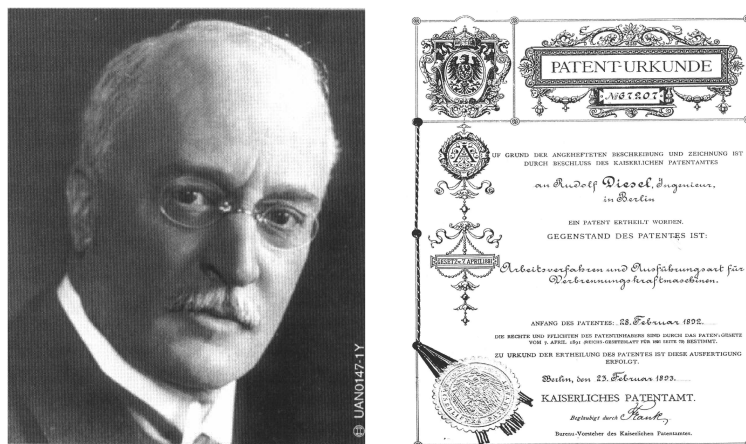


图1-1 鲁道夫·狄塞尔(Rudolf Diesel)和他的第一个发明专利

狄塞尔的新型热力发动机方案，首先得到了德国奥格斯堡MAN公司的支持，按照他们之间的合同，1893年制造了第一台缸径 $D=100\text{mm}$ 、行程 $S=400\text{mm}$ 的发动机(图1-2a)，这是一台没有冷却的发动机，压缩压力按当时的条件先定为90at，再降为30at，燃料最初曾想过用煤粉，后改为喷入汽油(错误地认为汽油更容易着火)，该发动机实现了燃料的第一次爆发，并在压力达到80at后，将示功器冲破而中止了试验(见图1-3上部的示功图)。

1894年，狄塞尔在第一台样机基础上推出了经改造的第二台样机(图1-2b)，其缸径增加为 $D=150\text{mm}$ ，行程仍保持为 $S=400\text{mm}$ ，燃料改用煤油并以压缩空气喷入气缸，实现了首次独立运转(图1-3中部的示功图)，测得的燃油消耗率为 $b_e=382\text{g/PS}\cdot\text{h}[519.52\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})]$ ，

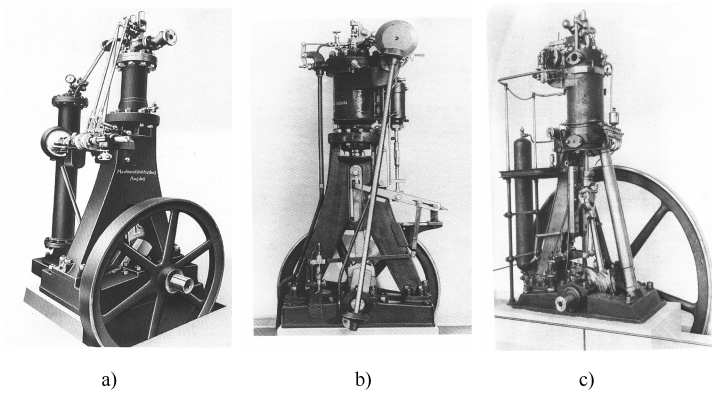


图 1-2 鲁道夫·狄塞尔与 MAN 公司合作研制的压燃式内燃机
a) 1893 年样机 b) 1894 年样机 c) 1897 年样机

有效效率 $\eta_e = 16.6\%$ ，指示效率达 30.8% 。

经过进一步的研究与改进，发明者与制造商终于在 1897 年的第三台样机(图 1-2c)上取得了重大突破，这台功率按 14.7kW (20PS) 设计的发动机，缸径由 150mm 增加至 220mm，行程保持不变，在慕尼黑工业大学的试验台上进行验收考核试验时，功率达到 13.1kW/(154.2r/min)，有效燃油消耗率 $b_e = 323.68\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ ，相当于有效效率为 26.2%。这在当时已是一项了不起的记录，这项在燃料经济性方面的重大突破，震动了当时欧美的工业界，也奠定了今天压燃式内燃机在动力机械节能指标方面遥遥领先的基础。

1897 年压燃式发动机的成功，给狄塞尔带来了巨大的声誉，但也给他带来了新的麻烦，由于这台发动机的工作原理与结构已和他最初专利中的设想有很大差异(如等温加热、煤粉燃烧以及高压与无冷却等均未能实现)，因此产生了某些专利纠纷，加之后与投资方在发展方向的分歧(MAN 公司致力于代替蒸汽机的船舶与固定动力的研制并取得了不断成功，而发明者本人则热衷于运输车辆动力的开发，但因燃料供给系统的限制而受阻)以及经营上的困难等，给狄塞尔造成了很大的精神压力。1913 年 9 月 29 ~ 30 日，狄塞尔在搭乘由欧洲大陆(比利时的安特卫普, Antwerpen)开往英国(哈维奇, Harwich)横渡英吉利海峡轮船旅的途中神秘失踪，没有留下任何遗言，据他的朋友与亲属分析，他很可能在以上种种压力下，选择了自杀道路。

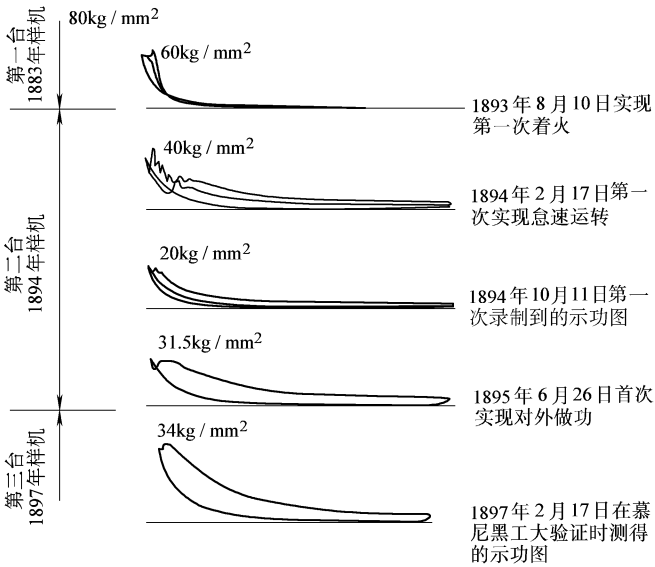


图 1-3 鲁道夫·狄塞尔(Rudolf Diesel)压燃式内燃机示功图的进展



天才发明家鲁道夫·狄塞尔的结局虽然悲惨，但他开创的事业却在他离开以后的近一个世纪中得到了空前的发展。为了纪念他的贡献，人们将由他首先提出的按压燃式原理制成的内燃机，即柴油机(因为此后的实践证明,最合适的燃料为轻、重质柴油)以他的名字来命名，即所谓的狄塞尔(Diesel)发动机。

经过 100 多年的发展，目前狄塞尔发动机，即压燃式内燃机或柴油机，已经发展到技术很高的水平(图 1-4)，这中间又有不少发明者与企业作出了巨大贡献。

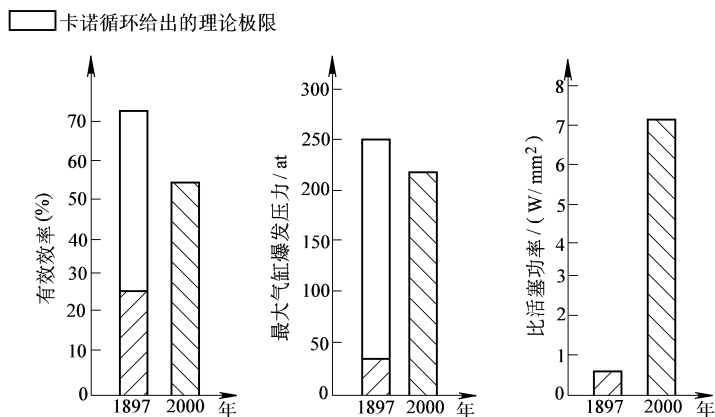


图 1-4 柴油机性能指标经历一个多世纪的改善情况

例如，在大型柴油机方面值得一提的是，1899 年，雨果·古德勒(Hugo Güldner)与 MAN 公司合作研制了第一台二冲程柴油机，与此同时，德国道依兹(Deutz)公司生产了第一台十字头结构的柴油机，两者相结合，奠定了目前大型船用低速二冲程柴油机的基础。

1901 年，伊玛努尔·劳斯特(Immanuel Lauster)完成了对 MAN 公司无十字头结构的四冲程柴油机的改进，使该公司于 1904 年在乌克兰的基辅(Kiev)建成了世界上第一座由 4 台 295kW 柴油发电机组构成的发电站。1905 年，瑞士工程师阿弗里德·布希(Alfred J. Büchi)首次提出了利用柴油机排气能量的增压方案，此后，柴油机排气涡轮增压应用日益广泛，目前已普遍应用在各种形式的柴油机上。

1906 年，瑞士苏尔寿公司(Sulzer, 现属于芬兰瓦西兰, Wärtsilä 公司)推出首台可以正反转的船用柴油机($D/S = 155/250\text{mm}$, 单缸功率为 73.5kW)，1913 年，该公司首次推出功率为 735kW 的 4 缸 V 型二冲程机车柴油机。

经过一个多世纪的发展，目前世界上最大船用低速柴油机功率已近 10 万 kW，有效效率也早已超过鲁道夫·狄塞尔当年提出的 50% 目标(根据 2004 年日本京都第二十四届 CIMAC 会议资料:MAN-B&W 公司的 14K108ME-C 型十字头式低速二冲程柴油机,直列 14 缸, $D/S = 1080/2660\text{mm}$, $n = 90 \sim 94\text{r/min}$, 当 $n = 94\text{r/min}$ 时 $P_e = 97300\text{kW}$, $n = 90\text{r/min}$ 时, $b_e = 162\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$, $\eta_e = 52\%$); 高速大功率柴油机的平均有效压力也已达 2.7MPa(MTU-8000 系列,20 缸 V 型四冲程柴油机, $D/S = 265/315\text{mm}$, $P_e = 9000\text{kW}$, $n = 1150\text{r/min}$, $p_e = 2.7\text{MPa}$)。

在中小型柴油机(主要指作为运输机械典型的车用柴油机)方面:1924 年,MAN 在纽伦堡(Nürnberg)的分公司,首先推出了用于载重汽车的直接喷射式柴油机,斯图加特(Stuttgart)的奔驰(Benz & Cie)公司则推出了载重车用的预燃室式柴油机,他们的燃料供给系统均采用了博世(Bosch)公司早期提供的喷油泵。与此同时,戴姆勒(Daimler)公司推出的用压缩

表 1-1 目前各类柴油机的主要技术指标

机 型	标定转速 n /(r/min)	压缩比 ε	平均有效压力 p_{me} /MPa	升功率 P_L /(kW/L)	比质量 m /(kg/kW)	有效燃油消耗率 b_e /[g/(kW · h)]
自然吸气轿车柴油机(非直喷)	3500 ~ 5000	20 ~ 24	0. 7 ~ 0. 9	20 ~ 35	3 ~ 5	240 ~ 320
增压轿车柴油机(非直喷)	3500 ~ 4500	20 ~ 24	0. 9 ~ 1. 2	30 ~ 45	2 ~ 4	240 ~ 290
自然吸气轿车柴油机(直喷)	3500 ~ 4200	19 ~ 21	0. 7 ~ 0. 9	20 ~ 35	3 ~ 5	220 ~ 240
增压中冷轿车柴油机(直喷)	3600 ~ 4400	16 ~ 20	0. 8 ~ 2. 2	30 ~ 60	2 ~ 4	195 ~ 210
自然吸气货车用柴油机(直喷)	2000 ~ 3500	16 ~ 18	0. 7 ~ 1. 0	10 ~ 18	4 ~ 9	210 ~ 260
增压货车用柴油机(直喷)	2000 ~ 3200	15 ~ 18	1. 5 ~ 2. 0	15 ~ 25	3 ~ 8	205 ~ 230
增压中冷货车用柴油机(直喷)	1800 ~ 2600	16 ~ 18	1. 5 ~ 2. 5	25 ~ 35	2 ~ 5	190 ~ 225
工程机械、拖拉机与农用机械柴油机	1000 ~ 3600	16 ~ 20	0. 7 ~ 2. 3	6 ~ 28	4 ~ 10	190 ~ 280
机车柴油机	750 ~ 1000	12 ~ 15	1. 7 ~ 2. 3	20 ~ 30	5 ~ 10	200 ~ 210
船用柴油机(4 冲程)	400 ~ 1500	13 ~ 17	1. 8 ~ 2. 6	10 ~ 26	13 ~ 16	190 ~ 210
船用柴油机(2 冲程)	50 ~ 250	6 ~ 8	1. 4 ~ 1. 8	3 ~ 8	16 ~ 32	160 ~ 180

空气喷射燃料的方案，由于结构过于笨重而未能得到推广。在燃料供给与调节系统发展的基础上，1936年，戴姆勒·奔驰(Daimler-Benz, 这时两家公司已合并)公司推出了首台预燃室式轿车柴油机，十几年后意大利菲亚特(Fiat)公司又推出了首台涡流室式轿车柴油机。

直喷式轿车柴油机出现得比较晚，继1988年菲亚特公司首次批量生产自然吸气的直喷式轿车柴油机后，大众(VW)集团的奥迪(Audi)公司也相继推出了整个涡轮增压的直喷式轿车柴油机系列(TDI-系列)。

目前，欧洲绝大多数轿车柴油机已从分隔式燃烧室(预燃室和涡流室)改为直喷式，转速高达5000r/min，升功率达60kW/L。在节能和环保性能方面均比较突出的有大众公司小型轿车的路波(Lupo)3L(指汽车百千米油耗为3L)3缸柴油机($D/S = 76.5/86.4\text{mm}$, 排量1.19L, $P_e = 45\text{kW}$, $n = 4000\text{r/min}$, 燃料供给与调节系统采用泵喷嘴高压喷射, 排放达到欧IV标准)和戴姆勒-奔驰公司的“Smart-CDI”，OM-660型3缸柴油机($D/S = 65.7/79\text{mm}$, 排量0.8L, $P_e = 30\text{kW}$, $n = 4200\text{r/min}$, 装车后的百千米油耗也低于3L, 排放达到欧IV标准)。

尽管车用柴油机因为尺寸小、转速高，燃油经济性要比大型柴油机差一些，但采用增压、中冷和电控等一系列技术后，先进车用柴油机的燃油消耗率已降到190~195g/(kW·h)水平，相当于有效效率 $\eta_e = 44\% \sim 45\%$ ，也已十分接近鲁道夫·狄塞尔当年的期望。

目前各类柴油机的主要技术指标见表1-1。

前已说明，柴油机的技术进步在很大程度上归功于燃料供给与调节系统的发展，在发明者(鲁道夫·狄塞尔)与制造商(MAN公司)签订的合作协议中，曾有采用高压空气将煤粉喷入气缸的燃料供给方案(如图1-5所示, 于1885年在美国申请的专利No. 542846)，但未获成功，以后才转用压缩空气喷入石油燃料的，但又因结构庞大(附带很重的空气压缩机与贮气罐)，限制了压燃式内燃机在移动式运输机械(主要指汽车)上的推广。以后欧美各国均着手研制不采用压缩空气而直接采用机械方式加压的燃油喷射的系统，并先后出现了多项专利和设计方案，其中又以德国博世(Bosch)公司的成效最为显著。

罗伯特·博世(Robert Bosch, 图1-6a)在德国斯图加特(Stuttgart)所经营的企业，最初是为汽油与气体燃料发动机提供点火用的磁电机，由于看到了柴油机发展的巨大潜力，于1922年致力于柴油机燃料供给与调节系统的开发。1927年，博世公司开始批量生产用螺旋槽调节供油量的高压喷油泵(图1-6b)，并获得巨大成功，从而大大推动了车用柴油机的发展。

德国的博世公司以后发展为汽车行业零部件供应方面的大型企业，其业务遍及世界各地，为了满足汽车柴油机，特别是轿车柴油机在节能与排放方面日益严格的要求，先后于1962年推出的轴向柱塞分配泵(VE泵)，1986年推出电控VE泵，1996年推出电控径向柱塞分配泵(VR泵)，1997年推出电控高压共轨喷油系统，1998年推出电控高压泵-喷嘴系

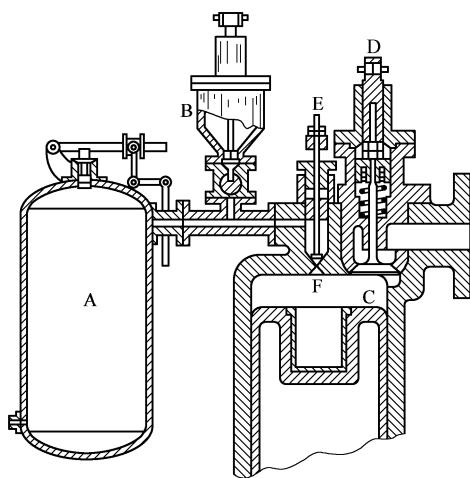
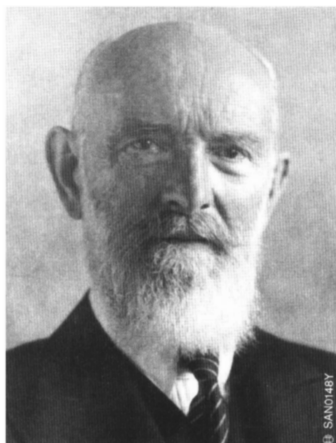
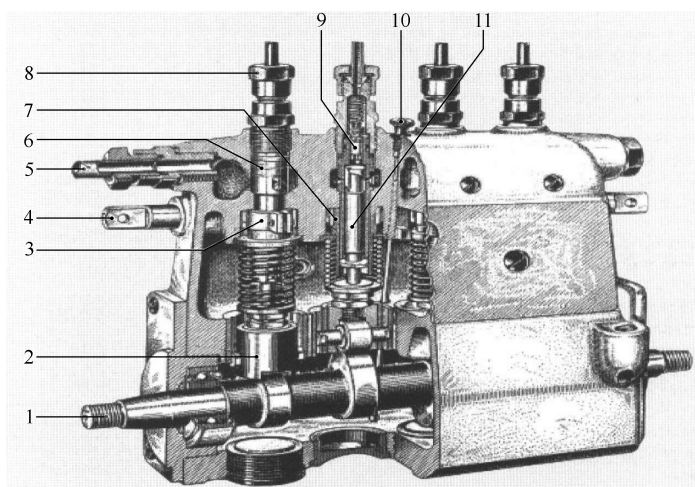


图 1-5 鲁道夫·狄塞尔设计的煤粉喷射系统

A—压缩空气罐 B—煤粉供给器 C—燃烧室
D—控制煤粉供给量的转阀 E—燃料喷射阀
F—高压空气喷射阀



a)



b)

图 1-6 罗伯特·博世 (Robert Bosch) 以及博世 (Bosch) 公司
1927 年开始批量生产的喷油泵

- 1—凸轮轴 2—挺柱 3—齿圈 4—油量调节齿杆 5—进油接头 6—柱塞套
7—调节套 8—高压油管接头 9—出油阀 10—油面指示尺 11—柱塞

统(图 1-7)。

除了博世公司以外，还有不少公司与发明者对于柴油机燃料与供给系统的发展作出了贡献，例如英国的 CAV-卢卡斯 (Lucas) 公司 (现由美国德尔福 Delphi 公司收购)、日本的电装 (Nippon Denson) 公司等。卢卡斯公司除了早期生产西姆斯 (Simms) 直列泵系列以外，还于 1956 年首次批量生产 CAV-DPA 径向柱塞分配泵。电装公司也于 20 世纪 90 年代初首次推出了 ECD-U2 型车用电控共轨燃料供给系统。其实，包括博世公司在内的各个著名企业的成功，也都是在参照前人经验与教训的基础上，消化吸收与改进已有的成果，并结合当时的市场需求与科技水平，致力于自主开发与不断创新的结果。例如，新型的电控高压泵-喷嘴与共轨系统，是适应当前柴油机日益严格的节能与环保要求而兴起的新型燃料供给与调节系





图 1-7 博世公司燃料供给与调节系统的发展历程

统，然而他们的原始思想甚至可以追溯到鲁道夫·狄塞尔时代。鲁道夫·狄塞尔本人在1905年提出的燃烧室方案中，就已经建议过采用泵-喷嘴的喷射方案(图 1-8c)。而20世纪50年代美国通用汽车公司(GM)就早已在其货车用柴油机(后由分离出来的DDC公司负责生产)上成功推出高压泵-喷嘴系统(图 1-9)。至于共轨系统的出现也甚至早于博世公司的直列

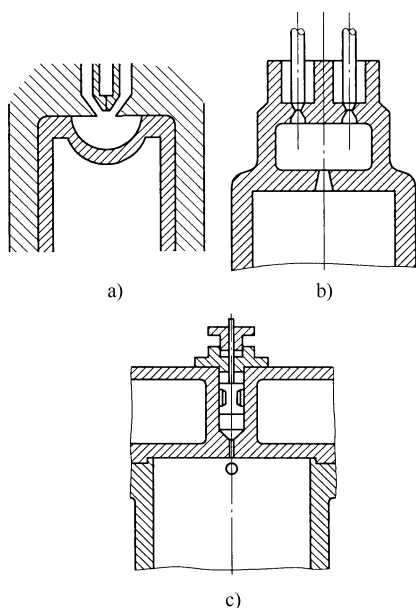


图 1-8 鲁道夫·狄塞尔于1905年提出的燃烧室方案

a) 直接喷射式 b) 预燃室式 c) 泵-喷嘴喷射式

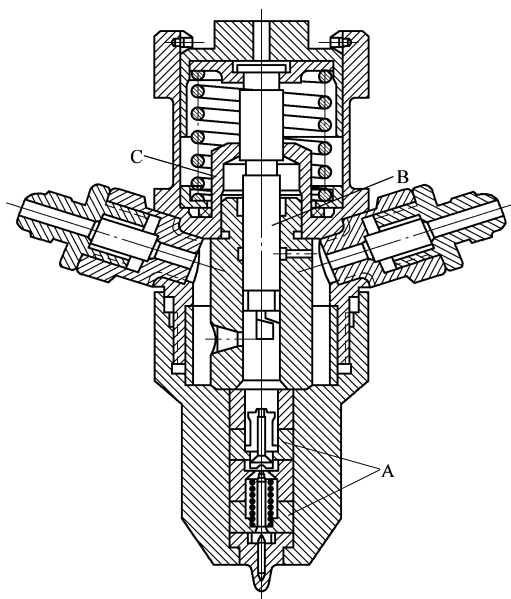


图 1-9 GM公司的泵-喷嘴

A—喷油阀 B—柱塞 C—调节套

式柱塞泵,1913年英国的维克尔(Vickers)公司首先提出了采用公共油道(共轨)的蓄压式方案,1919年美国阿特拉斯(Atlas)公司即研制成功了采用这种系统的柴油机。只不过当时由于电子技术水平的限制,泵-喷嘴与共轨系统均未能显示出自己的优势,只有在近代结合电子控制技术以后,才发挥出新的生命力。

在科技进步的历史长河中,事物的发展往往得益于各相关学科的支持与渗透以及理论与实践的结合,渐进地,有时是螺旋上升和波浪式地向前推进,百花齐放,百家争鸣,优胜劣汰,推陈出新,从而创造出科技含量更高、能够满足社会需求的新的更好的产品。柴油机及其燃料供给系统100多年来的发展历史,正是对上述规律的最好证明。

1.2 柴油机燃料供给与调节系统的功能、要求、组成及分类

压燃式内燃机(以下在多数场合简称柴油机)是在压缩过程接近终了时,将燃油在高压下喷入气缸,与压缩后的空气相混合,并经过一系列加热、蒸发、扩散、混合以及氧化过程而着火的,混合气形成所需的能量很大一部分来自高压喷射。工况调节则是用改变每循环喷油量的方式调节。为此,对于柴油机燃料供给与调节系统提出以下几个基本要求:

(1) 能产生足够高的喷射压力,以保证燃油良好的雾化、混合气形成与燃烧。燃油油束应当与燃烧方式、燃烧室形状以及气流运动相匹配,以保证燃油与空气的混合尽可能均匀。

(2) 对应于柴油机每一工况(负荷与相应的转速)能精确、及时地控制每循环喷入气缸的燃油量。当工况一定时,前后各相邻循环的喷油量应当一致,对于多缸柴油机而言,各缸的喷油量应当均匀。

(3) 在柴油机运转的整个工况范围内,尽可能保持最佳的喷油时刻、喷油持续期与理想的喷油规律。

(4) 能保证柴油机安全、可靠地工作(如防止柴油机超速与过热等现象的发生)。

归纳以上几点,就是要求柴油机燃料供给与调节系统能在质量(高压喷雾与喷油规律)、数量(油量精确控制)、时间(喷油始点与持续期)和可靠性方面均能满足与整机合理匹配的要求,以保证柴油机在达到动力性能指标并保证可靠性的前提下,满足其在节能(经济性)与环保(排放、噪声)指标方面日益严格的要求。

前一节中也提到,1927年Bosch公司研制成功并批量生产的用旋转螺旋槽柱塞来调节供油量的机械式喷油泵,在柴油机及其燃料供给系统的发展过程中占有十分重要的地位。这种喷油泵的基本工作原理如图1-10所示:柱塞3由凸轮经滚轮挺柱推动,并在弹簧的作用下在柱塞套1中作上下往复运动(驱动机构在图中未表示),柱塞上有两个控制棱边,一个为柱塞的顶面,另一个则是柱塞上的螺旋槽(或斜槽)4,柱塞上行时,当柱塞顶面关闭了进油孔2(图中有两个,另一个兼作回油孔)以后,便在顶部空间建立了高压并开始供油,柱塞继续上行到其螺旋槽或斜槽棱边打开进回油孔时,柱塞顶部的高压腔通过柱塞上的油槽及进回油孔与进油腔相通,压力下降,供油结束。图中所示的从柱塞顶面关闭进油孔到螺旋槽斜边打开回油孔之间的柱塞行程,即为喷油泵的几何供油行程,用与调节机构(图中未表示)相连的油量调节齿杆5转动齿圈以及与其一同旋转的柱塞,可以改变螺旋槽边缘开启进回油孔的相对位置,即改变了几何供油行程,从而改变供油量。图1-10a为停止供油位置,图1-10b为部分负荷供油位置,图1-10c为全负荷供油位置。

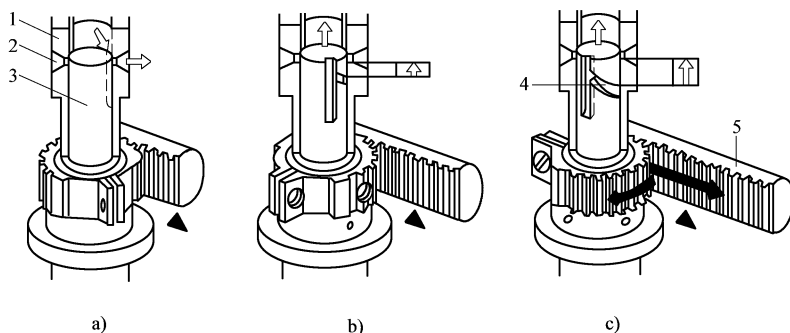


图 1-10 柴油机喷油泵的工作原理

a) 停止供油位置 b) 部分负荷供油位置 c) 全负荷供油位置

1—柱塞套 2—进、回油孔 3—柱塞 4—螺旋槽 5—油量调节齿杆

上述 Bosch 喷油泵的基本结构至今仍用于多数柴油机的燃料供给与调节系统中，其典型的系统方案以及在柴油机上的布置情况如图 1-11 所示。由图可知，整个系统由低压部分(油箱 2、输油泵 3 与燃油滤清器 7 以及其间的连接管道)、高压部分(喷油泵 4、喷油器 9 以及连接它们的高压油管 10)和调节系统(机械式离心调速器 1 与供油提前器 5)组成。低压部分的功能是用输油泵将油箱中的燃油经滤清器及低压油道，清洁、可靠地送往高压部分的喷油泵，喷油泵产生的高压沿高压油路传给喷油器(喷油嘴)并将燃油适时、适量地喷入柴油机的燃烧室，喷油量与喷油时刻则由调速器与供油提前器调节。由于这种系统的核心即高压部分是由喷油泵、高压油管与喷油器的喷油嘴组成的，因此在以后的分类中也称为“泵-管-嘴”(Pump-Line-Nozzle, 缩写为 PLN)系统。它的优点是因为在喷油泵与喷油器之间有较长的高压油管连接，使喷油泵在柴油机上的布置比较灵活，但也正是由于高压油管的存在，油管内的燃油在高压下的可压缩性导致了整个燃料供给系统高压部分“液力刚性”的

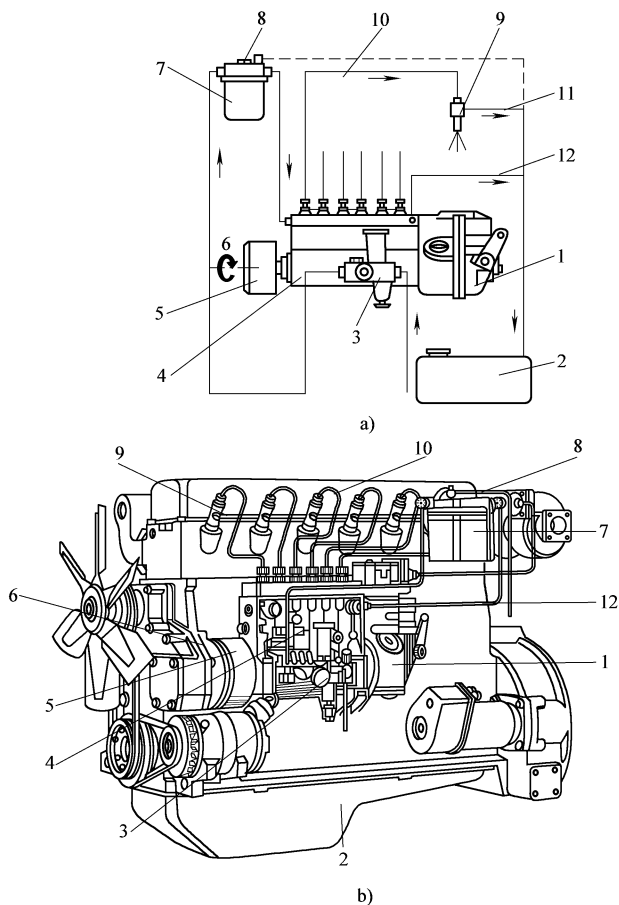


图 1-11 柴油机燃料供给与调节系统简图及其在柴油机上的布置

1—离心式调速器 2—油箱 3—输油泵 4—喷油泵
5—供油提前器 6—来自柴油机的传动 7—燃油滤清器 8—放气螺塞 9—喷油器(喷油嘴) 10—高压油管 11—喷油器回油管 12—喷油泵回油管

降低,难于实现高压喷射与理想的喷油规律。此外,由于喷油泵直接由柴油机驱动,当柴油机转速降低时,喷油压力也相应降低,使燃油喷射与混合气形成的条件恶化。

为了满足柴油机功率指标不断强化以及节能与环保指标日益严格的要求,人们在大力改进传统的燃料喷射与调节系统、努力提高其机械与液力刚度以满足高压喷射要求的同时,也在不断致力于研制与开发新型的高压喷射系统,这就形成了目前柴油机燃料供给与调节系统品种多样化,且技术水平不断向前发展的局面。

通常,按产生喷射功率的高压部分的工作原理与结构特点,对柴油机燃料供给与调节系统进行分类,以下将分别作一简要介绍。

1. 泵-管-嘴系统

这种系统的特点是喷油泵为往复式柱塞泵,并由凸轮轴来驱动。喷油泵的每次供油伴随着一次喷油过程,因此也可称为“脉动式”燃料供给系统。喷油泵与喷油器之间有高压油管连接。其中,按喷油泵结构以及高压油管连接长度不同又可分为:

(1) 合成泵系统 在这个系统中,多缸柴油机各缸供油单元安装在同一个油泵壳体中,构成合成式喷油泵,习惯上也常称为直列式喷油泵(In-line Pump),按照 Bosch 公司的分类又简称 PE 泵(德语含义为油泵本身带有驱动用的凸轮轴),其横剖面图如图 1-12 所示。其

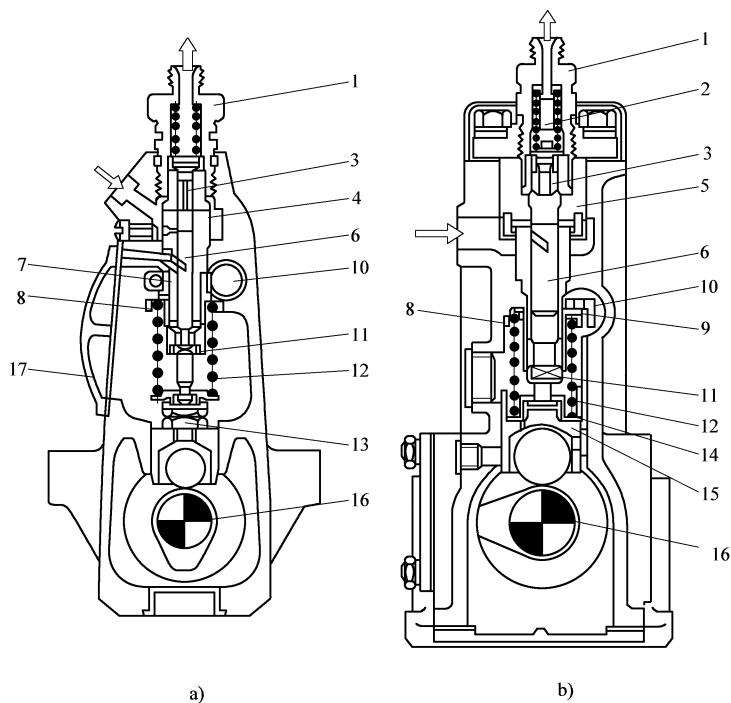


图 1-12 直列式喷油泵的横剖面图

a) A 型泵 b) P 型泵

- 1—出油阀紧座 2—滤清元件 3—出油阀 4—柱塞套 5—吊装法兰 6—喷油泵柱塞
7—齿圈 8—油量调节套筒 9—球头杠杆臂 10—油量调节齿条或拉杆
11—柱塞控制臂 12—柱塞回位弹簧 13—调节螺钉 14—弹簧座
15—滚轮挺柱 16—凸轮轴 17—侧盖

中, 图 1-12a 为我国早期引进德国 Bosch 公司的 A 型泵结构; 图 1-12b 为目前国内外柴油机仍广泛采用的 P 型泵结构。为了提高喷油压力, 后者采用了 U 形的封闭式结构, 这就比原来 A 型泵中 C 形的开口式结构的机械刚度有明显的提高。这种结构上的改进, 也可以从图 1-13 上明显看到。

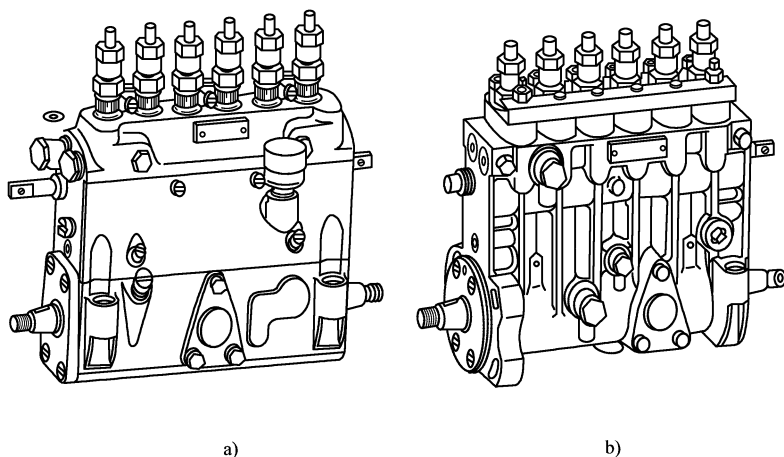


图 1-13 直列式喷油泵机械刚度的比较

a) A 型泵(C 形开式泵体) b) P 型泵(U 形闭式泵体)

(2) 分配泵系统 在分配泵系统(图 1-14)中, 采用一个或少数柱塞实现对多缸(4~6 缸)柴油机各缸的供油, 因此喷油泵的体积小, 结构紧凑, 成本低, 主要用于小型高速车用柴油机, 特别是轿车柴油机中。分配泵又分为轴向柱塞式与径向柱塞式两种。

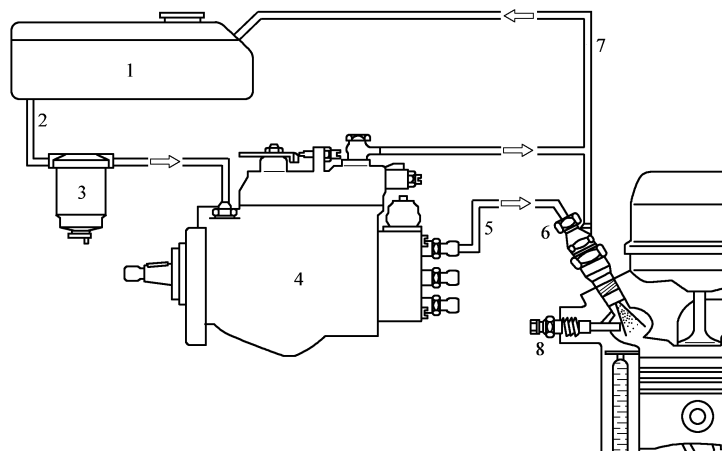


图 1-14 分配泵燃料供给系统简图

1—油箱 2—低压油管 3—燃油滤清器 4—分配泵 5—高压油管
6—喷油器 7—回油管 8—电热塞

图 1-15 为轴向柱塞分配泵(简称 VE 泵)的工作原理图。它只有一个轴向柱塞 4, 当轴向柱塞 4 与固定在一起的端面凸轮盘 3 一同旋转时, 依靠凸轮型线表面(其凸起数与缸数相当)与滚轮 2 之间的相互作用完成往复与旋转运动, 同时实现压油与各缸供油的分配任务。

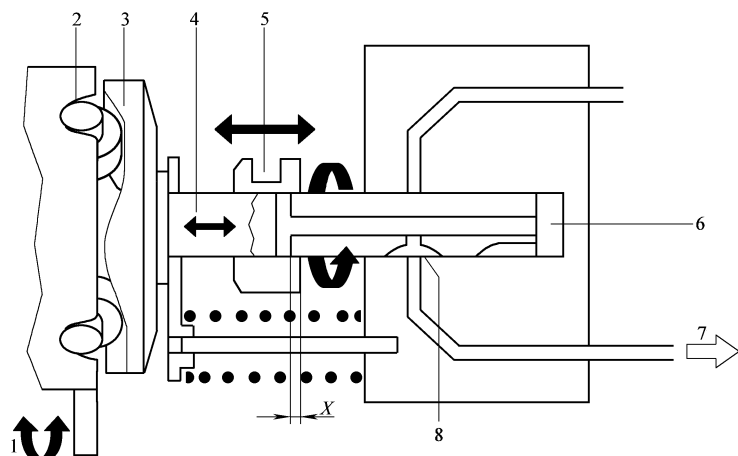


图 1-15 轴向柱塞分配泵 (简称 VE 泵) 的工作原理

1—供油提前器 2—滚轮 3—端面凸轮盘 4—轴向柱塞 5—油量调节环套
6—高压腔 7—通往喷油器的燃油 8—分配油道 X—有效行程

图 1-16 为径向柱塞分配泵 (简称 VR 泵或 VP 泵) 的工作原理图, 这时采用一对、三个或 120° 布置或两对径向布置的径向柱塞 4, 依靠它们的滚轮与内凸轮环 3 的接触, 使柱塞在转动时产生向内的压油运动而在内腔建立高压并用电磁阀 5 控制各缸的喷油。由于径向柱塞分配泵凸轮环受力平衡 (不像 VE 泵那样传给泵体), 内凸轮型面与滚轮之间接触应力较小, 且可以采用多个 (3 个或两对) 柱塞来减小柱塞直径与相应的载荷, 因此可以产生较高的喷油压力。

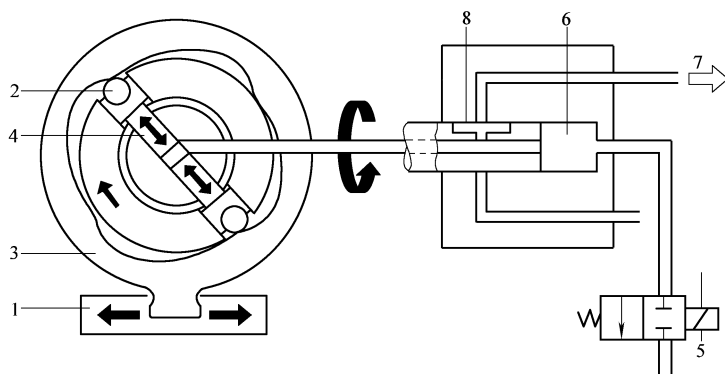


图 1-16 径向柱塞分配泵 (VR 泵) 的工作原理

1—供油提前器 2—滚轮 3—内凸轮环 4—径向柱塞 5—电磁阀
6—高压腔 7—通往喷油器的燃油 8—分配油道

(3) 单体泵系统 在单体泵 (简称 PF 泵, 德语含义为外源驱动泵) 系统中, 为每缸配一个喷油泵, 这时油泵本身没有像合成泵那样的凸轮轴, 其滚轮挺柱与柱塞由柴油机配气凸轮轴上相应的油泵凸轮来推动。除了小型单缸柴油机以外, 大型机车、船舶与固定式柴油机也

都采用这种结构, 因此它们在尺寸上有很大的差异(图 1-17)。

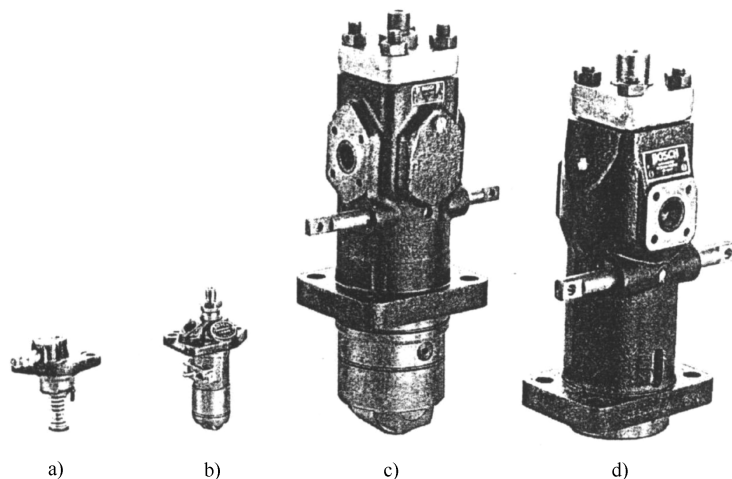


图 1-17 单体泵(PF 泵)结构

a)、b) 小型单缸柴油机用 c)、d) 大型机车与船舶柴油机用

另外, 单体泵由于是一缸一泵, 油泵可以布置在离相应气缸不远的地方(可以装在机体上, 也可以装在气缸盖上), 可以缩短高压油管长度, 增大整个系统的“液力刚度”。因此, 近年来在一部分货运载重汽车(如 Benz-OM 900、400、500 系列, Deutz FL 1012/1013/1015/2013 系列)上也采用了电控单体泵-短管-喷油嘴的燃料供给系统(图 1-18), 并定义为 UPS 系统(Unit Pump System)。

2. 泵-喷嘴系统

在这个系统中, 由于将喷油泵与喷油器合为一体(图 1-19), 因此也称为 UIS 系统(Unit Injector System)。由于完全省去了高压油管, 大大增加了整个系统高压部分的“液力刚度”, 因此成为目前柴油机燃料供给系统中喷油压力水平最高(达 200 ~ 220MPa)的结构形式。与早期美国 GM (DDC) 公司泵-喷嘴不同的是, 目前推出的 UIS 系统均采用电子控制的方式, 性能更加优越, 因而成为柴油机实现高压喷射方面的重要发展方向之一。

另外, 我国已经引进的美国康明斯(Cummins)公司的 PT(压力-时间)喷油系统(图 1-20)也属于能够实现高压喷射的泵-嘴合一型的结构形式。

其实, 泵-喷嘴系统也可以看做是泵-管-嘴系统的一个特例, 即认为高压油管的长度等于零, 它也属于“脉动式”燃料供给系统, 其供油压力同样受到柴油机工况变化的影响, 存在

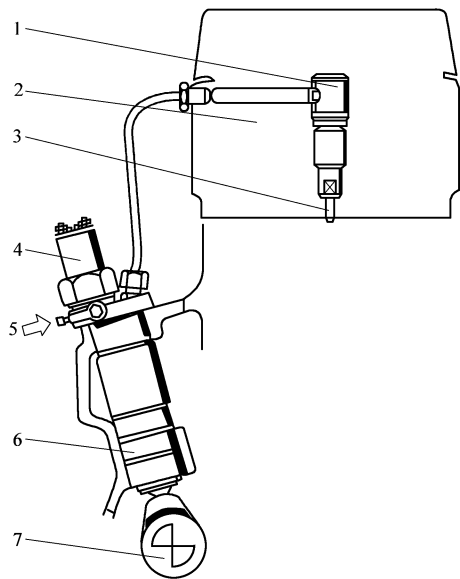


图 1-18 车用柴油机的单体泵(UPS)系统

1—喷油器 2—柴油机(气缸盖) 3—喷油嘴
4—电磁阀 5—进油 6—单体泵 7—柴油机凸轮轴

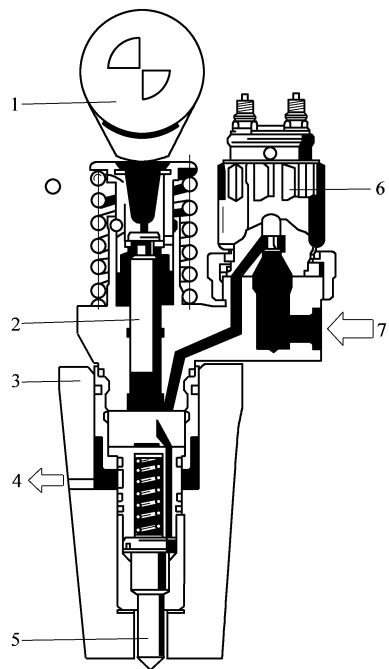


图 1-19 泵-喷嘴(UIS)系统

- 1—柴油机的顶置凸轮轴 2—泵-喷嘴柱塞 3—柴油机(气缸盖) 4—回油
5—喷油嘴 6—电磁阀 7—进油

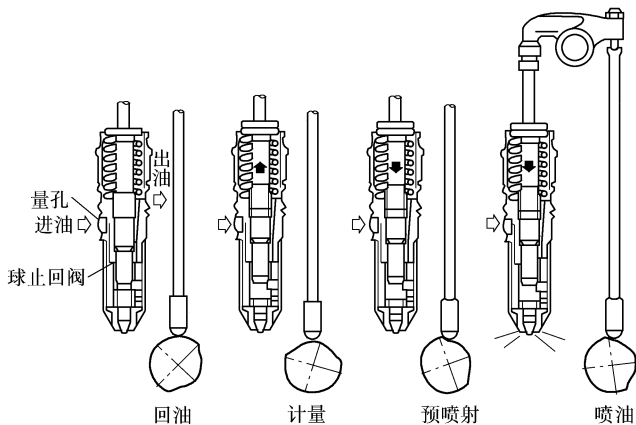


图 1-20 康明斯(Cummins)公司
PT 系统的泵-喷嘴工作原理

低速低负荷时喷油压力降低的问题。

3. 蓄压式(共轨式)系统

柴油机蓄压式燃料供给系统如图 1-21 所示：油箱 1 中的燃油经滤清器 2 与输油泵 3 送至高压油泵 4，但这种高压油泵的功能与以上“脉动式”燃料供给系统不同，它不直接影响燃油喷射，而是将高压燃油送入蓄压管道(亦称共轨)9 中。燃油喷射则是由电控单元(ECU)6 控制喷油器 7 上的电磁阀，接通高压共轨与喷油嘴来实现的。这种系统由于能产生较高的喷油压力(150 ~ 200MPa)，且压力基本上可保持恒定而不受柴油机转速与负荷变化的影响，因此属于“恒压式”燃料供给系统，其优点是改善了柴油机在低负荷与部分负荷时的喷雾条件，又由于燃油喷射依靠电磁阀的“时间”控制方式，比较容易对喷油量、喷油时刻与喷油持续期进行精确调节，能够

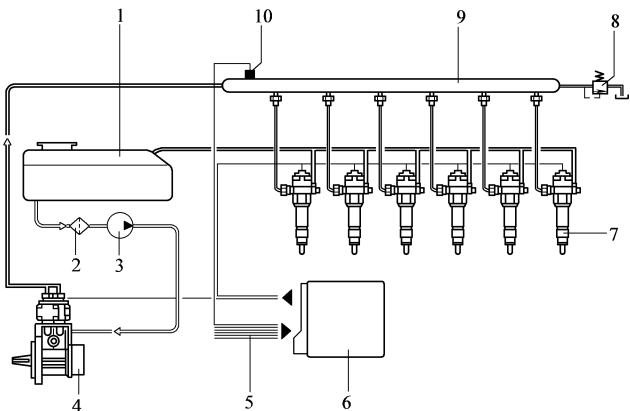


图 1-21 柴油机蓄压式燃料供给系统

- 1—油箱 2—滤清器 3—输油泵 4—高压油泵 5—各种传感器
6—电控单元(ECU) 7—喷油器 8—限压阀
9—蓄压管道(共轨) 10—压力传感器



实现较为理想的喷油规律，再加上在柴油机上的布置也比较容易，因而是一种很有发展前途的燃料供给系统，目前在国内外外的车用柴油机上已得到日益广泛的应用。

柴油机燃料供给与调节系统除了根据上述以喷油泵，即高压部分的特点分类以外，还必须考虑另外一个重要因素，即喷油量与其他喷油参数的调节控制方式，这方面总体说来可分为机械式与电控式两大类。

传统的燃料供给系统(直列泵、单体泵、分配泵以及早期的泵-喷嘴与 PT 燃料供给系统)均为机械式调节，且采用了位置控制的原理，即油量的变化系通过改变柱塞、柱塞套、滑套和分配器等上面的油槽或油孔的相对位置来实现的(图 1-22)。

电控式燃料供给系统也可以采用位置控制(如 Bosch 公司的 H 型滑套式柱塞泵和 VE—EDC 型分配泵)，但绝大多数(包括 VE、VR 分配泵、单体泵、泵-喷嘴与共轨系统)均采用更为精确与灵活的以电磁阀控制的时间控制方式(图 1-23)。

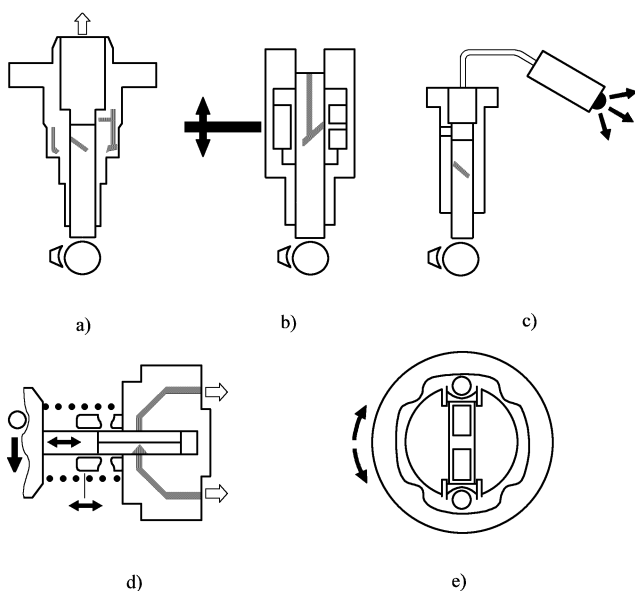


图 1-22 柴油机燃料供给与调节系统的位置控制方式

a) 螺旋槽式直列泵 b) 滑套式直列泵 c) 单体泵
d) 轴向柱塞分配泵 e) 径向柱塞分配泵

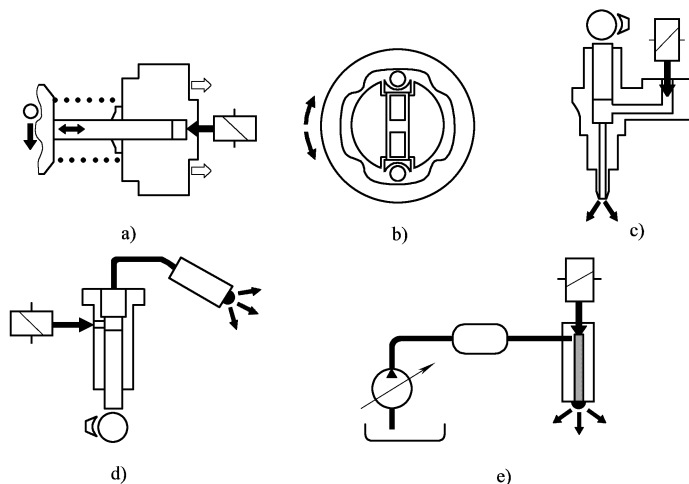


图 1-23 柴油机燃料供给与调节系统的时间控制方式

a) 轴向柱塞分配泵 b) 径向柱塞分配泵
c) 泵-喷嘴 d) 单体泵 e) 共轨系统

综上所述，柴油机燃料供给与调节系统分类如图 1-24 所示。其具体结构与应用范围实例可以参考图 1-25 由博世 (Bosch) 公司提供的产品系列介绍。

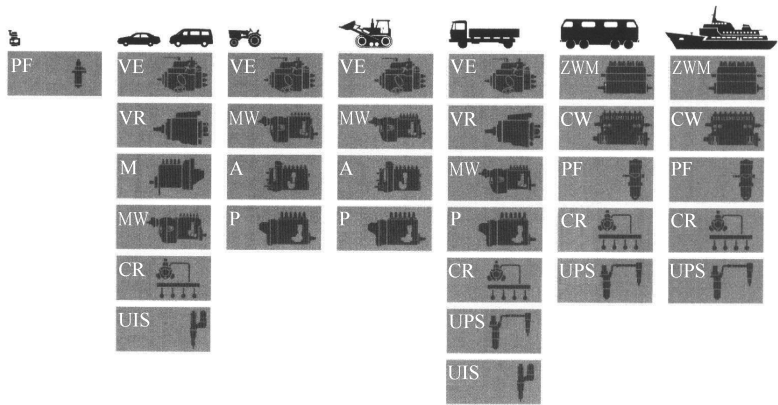
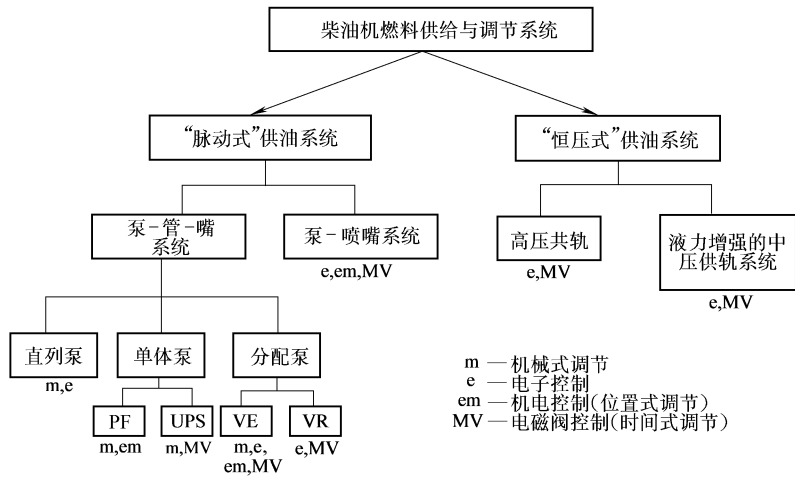


图 1-25 博世 (Bosch) 公司的产品系列

图中符号：M、MW、A、P、ZWM、CW—直列泵(尺寸依次增大) PF—单体泵

VE—轴向柱塞分配泵 VR—径向柱塞分配泵 UPS—单体泵短管系统 UIS—泵-喷嘴系统 CR—共轨系统

最后应当说明的是，尽管电控高压共轨系统与泵-喷嘴系统是今后的重要发展方向之一，但由于在传统的泵-管-嘴燃料供给系统方面已积累了长期制造与匹配的经验，因而它目前仍然在世界范围内的柴油机上得到广泛应用，而我国量大面广的车用柴油机目前也大多还采用这种系统。因此，本书在讲述燃料供给与调节系统内部的液力过程、各部分结构参数选择与调节方式时，仍以传统的泵-管-嘴系统与机械调节方式为主。至于方兴未艾的柴油机高压及电控燃料供给系统，更多涉及电子控制技术，不是本书讲述的重点，但其中机械液力过程的原理仍与传统的燃料供给系统基本一致。



第 2 章

柴油机的燃料、混合气形成与燃烧

2.1 柴油机的燃料

内燃机的技术进步在很大程度上依靠石油工业的发展。石油是大自然留给人类的宝贵财富，从石油提炼的液体燃料的优点是能量密度(热值)高，灰分小，不易变质，便于大量开采、贮运与保管。因此，迄今为止它一直是内燃机的理想燃料，当我们对内燃机进行分类时，习惯称柴油机或汽油机就是按使用燃料的种类来命名的。除了作为燃料以外，石油又是十分宝贵的化工原料。由于石油在地球上贮量有限且为不可再生能源，因此人们在注重内燃机节能和减排的同时，也在寻找替代燃料方面投入了很大的力量。

石油的化学成分比较复杂，它是由各种碳氢化合物(简称“烃类”)组成的混合物。在组成石油的化学元素中，碳(C)约占 85%~87%，氢(H)约占 11%~14%，它们是燃料中得以产生能量的主要成分。此外，还有硫、氧、氮及灰分(钾、钠、钙、镁等金属的盐类)，约占 0.5%~4%，它们大多是燃料中的不理想成分。从化学结构上看，烃类又分为烷烃、烯烃、环烷烃与芳香烃等，它们对燃料的化学稳定性有很大影响，从而也影响了燃料的燃烧品质。

石油的炼制就是以原油作为原料，通过一系列炼油工艺，如常、减压蒸馏，热裂化与催化裂化，加氢处理，催化重整以及产品精制等，把原油制成各种石油产品，如各种牌号的汽油、煤油、柴油、润滑油以及渣油、沥青和各种化工原料。随着炼制工艺的进步，燃料的品质不断提高，各类产品之间的产出比例也更趋合理，其中柴油产量所占的比例有不断扩大的趋势。

柴油、汽油等由石油炼制的燃料，都是由分子大小与结构不同的烃类组成的复杂混合物，因此它们不像水或单一碳氢化合物那样在一定的压力条件下有一个固定的汽化温度(沸点)，只有一个炼制(蒸馏)过程中组分逐步分馏出来的温度范围，以及对应于各馏出温度下，已馏出成分的容积百分比，即所谓馏程曲线。图 2-1 所示为各种石油产品馏出温度范围的示意图；图 2-2 所示即为相应的馏程曲线。由于各地出产石油的化学组成与理化性质有很大的不同，各种炼油工艺也有很大的差异，再加上世界各国的需求与油料标准也不一样，上述图形给出的只是一个大致的分布范围。由图可见，柴油的馏出温度为 180~380℃，视馏程范围的不同，又分为轻柴油(终馏温度为 350~360℃)和重柴油(终馏温度为 370~380℃)两种，轻柴油用于高、中速内燃机，重柴油则用于中、低速内燃机。我们一般所说的柴油，若无特殊说明，系指轻柴油而言，其化学组分中的碳原子数在 10~22 之间，平均摩

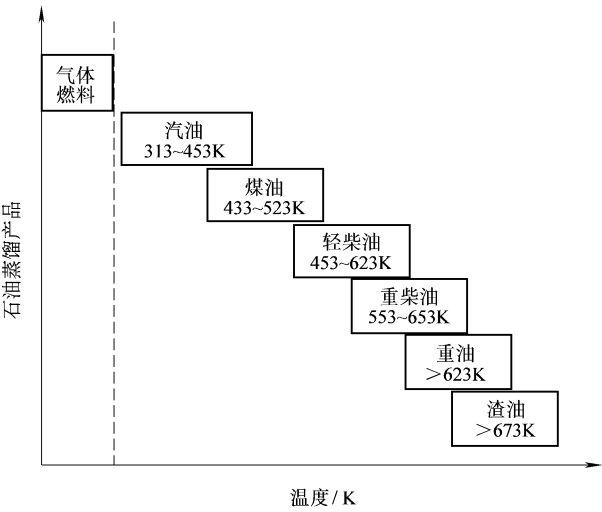


图 2-1 石油产品馏出温度范围的大致分布图
尔质量在 200 左右。

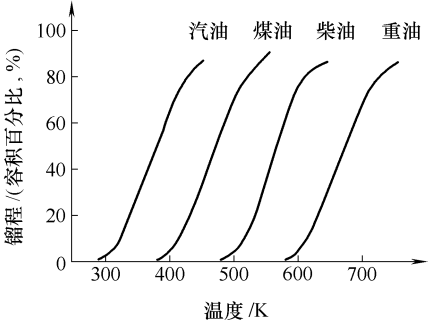


图 2-2 石油产品的馏程曲线示意图

2.1.1 柴油的有关标准说明

由于柴油机具有燃料多样性(多种燃料发动机)和燃用劣质燃料(船用低速柴油机燃用重油)的优点,因此,长期以来,人们存在着对柴油机燃料性质要求不严的误解。相应的规范也存在指标不严格或不够明确的问题,也就是说,对柴油品质的提高与标准的制定,不像对汽油那样重视。但是,随着环保问题的突出,人们逐步认识到柴油性能与质量对柴油机燃烧品质与排放性能的重要影响。因此,近年来,我国也紧跟国际的步伐,对柴油的品质提出了更高的要求,制定了更为严格的标准。

表 2-1 所示即为我国 GB/T 19147—2003 车用柴油标准中的主要技术要求和试验方法。它是在 GB 252—2000 国家轻柴油标准基础上,参照欧盟 EN 590—1998 车用柴油标准修订而成的。以下结合表 2-1 以及 GB 252—2000 国家标准与欧盟 EN 590 标准,对影响柴油机与燃料供给系统工作的柴油若干重要特性指标作一简要说明。

1. 着火性、十六烷值和十六烷指数

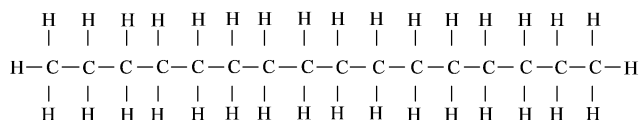
在无外源点火的条件下,柴油在常压下能够自行着火的最低温度称为着火温度(或称自燃温度或自燃点),柴油的着火温度(200 ~ 220℃)低于汽油(220 ~ 260℃),这表明柴油的着火性能较汽油好,更适于作为压燃式发动机的燃料。但是,由于实际柴油机运转时,燃料系喷入高温、高压且有复杂运动过程的空气中去的,影响燃料着火与燃烧的因素要比常压下复杂得多,因此仅用着火温度来表示燃料的着火性能还是不够的。

为此,人们采用十六烷值(Cetane Number,缩写为 CN)这个指标来评价柴油在实际发动机中的着火性能,它是在 CFR(Cooperative Fuel Research)试验机上,将十六烷值已知的标准燃料和燃料试样(柴油)进行比较试验的结果。标准燃料使用两种着火性能截然不同的烃类按一定比例混合而成,一种是正十六烷($C_{16}H_{34}$),它的着火性能极好,我们将十六烷值定义为 100,另一种过去曾选用 α -甲基萘($C_{11}H_{10}$),它的着火性能极差,其十六烷值定义为零,但是由于 α -甲基萘难以提纯,导致试验结果不准,故在我国 GB/T 386—1991 标准中也与国际

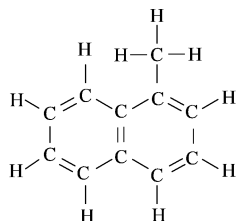
表 2-1 车用柴油技术要求和试验方法

项 目			10 号	5 号	0 号	- 10 号	- 20 号	- 35 号	- 50 号	试 验 方 法
氧化安定性	总不溶物/(mg/100mL)	不大于	2. 5							SH/T 0175
硫(质量分数)(%)		不大于	0. 05							GB/T 380
10% 蒸余物残炭(质量分数)(%)		不大于	0. 3							GB/T 268
灰分(质量分数)(%)		不大于	0. 01							GB/T 508
铜片腐蚀(50℃ ,3h)/级		不大于	1							GB/T 5096
水分(体积分数)(%)		不大于	痕迹							GB/T 260
机械杂质			无							GB/T 511
润滑性	磨痕直径(60℃)/μm	不大于	460							ISO 12156-1
运动粘度(20℃)/(mm ² /s)			3. 0 ~ 8. 0				2. 5 ~ 8. 0	1. 8 ~ 7. 0		GB/T 265
凝点/℃	不高于		10	5	0	- 10	- 20	- 35	- 50	GB/T 510
冷滤点/℃	不高于		12	8	4	- 5	- 14	- 29	- 44	SH/T 0248
闪点(闭口)/℃	不低于		55				50	45		GB/T 261
着火性(需满足下列条件之一)										
十六烷值	不小于		49				46	45		GB/T 386
或十六烷指数	不小于		46				46	43		GB/T 11139 SH/T 0694
馏程										
50% 回收温度/℃	不高于		300				GB/T 6536			
90% 回收温度/℃	不高于		355							
95% 回收温度/℃	不高于		365							
密度(20℃)/(kg/m ³)			820 ~ 860				800 ~ 840		GB/T 1884 GB/T 1885	

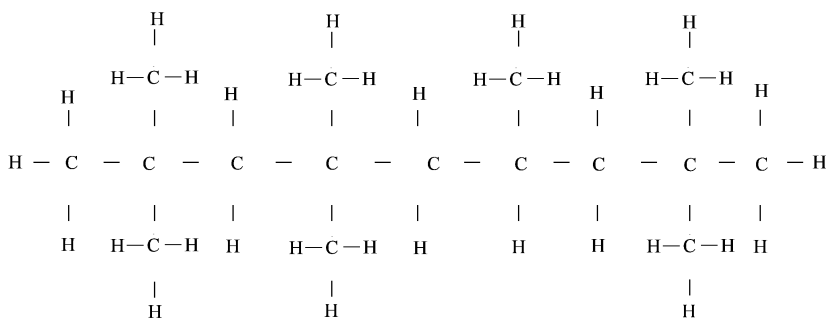
接轨,改用了七甲基壬烷(Heptamethylnonane,缩写 HMN),它是十六烷的同分异构物,着火性能也很差,其十六烷值定义为 15,上述三种物质的化学结构式见图 2-3。



十六烷 ($\text{C}_{16}\text{H}_{34}$, $\text{CN} = 100$)



α -甲基萘 ($\text{C}_{11}\text{H}_{10}$, $\text{CN} = 0$)



七甲基壬烷 ($\text{C}_{16}\text{H}_{34}$, $\text{CN} = 15$)

图 2-3 评定十六烷值用的三种标准燃料

CFR 试验机是一种可压缩比的单缸试验机,在进行不同配置后,可分别测量汽油的辛烷值和柴油的十六烷值。在测定柴油的十六烷值时,试验机配有专门的测量装置(针阀升程和气缸压力传感器等),以确定从喷油开始到燃烧开始之间的时间间隔(以曲轴转角表示),这个时间间隔称为滞燃期或称着火滞后期,用以作为判断燃料着火性能的依据。试验时,要配制不同容积比例,即不同十六烷值的标准燃料与待试燃料的着火性能进行对比,当两者着火性能相同时,所试验燃料的十六烷值,即等于标准燃料的十六烷值(实际上很难做到两者绝对相等,故一般是根据两组十六烷值相差不超过 5 的标准燃料插值计算所得),有关试验时的标准条件、操作步骤与试验数据处理方法均参见国标 GB/T 386—1991。

至于标准燃料的十六烷值,当不易着火烃类为过去采用的 α -甲基萘($\text{CN} = 0$)时,其十六烷值即为其中正十六烷的体积百分比;而现在采用的七甲基壬烷($\text{CN} = 15$)时,则应为其中正十六烷的体积百分比再加 0.15 倍的七甲基壬烷的体积分数,即有 $\text{CN} = \text{正十六烷}\% + 0.15 \times (\text{七甲基壬烷}\%)$ 。但应当指出,即便采用了专门的试验装置,由于十六烷值表现的是一种人为定义的综合性能指标,它包括了燃料的物理、化学和使用特性多方面因素,试验条件也很难精确保持一致,因此,测定十六烷值不仅费工、费时,而且测量结果也不一定十

分准确,通常误差在两个单位左右。为此,在有关标准中又提出了十六烷指数(Cetane Index,缩写为 CI)的概念,它是一种根据柴油馏出温度与密度(两者皆容易测定)进行计算所得的结果,各国计算方法不尽相同,我国系参照欧盟标准,采用下式计算:

$$CI = 162.41 \times \frac{\lg T_{50}}{\rho_{20}} - 418.51 \quad (2-1)$$

式中 T_{50} ——柴油馏出 50% 时的温度(°C);

ρ_{20} ——柴油在 20°C 时的密度(kg/L);

由于十六烷指数便于计算与比较,因此有些国家也有用 CI 代替 CN 的趋势。但十六烷指数不能反映柴油中添加剂对着火性能改善的影响,因此比较合理的做法是将两者同时在标准中列出,我国 2003 年车用柴油标准规定只需满足 CN 和 CI 中一项即可(表 2-1),例如对 10 号至 -10 号柴油 CN 应不低于 49 或 CI 不低于 46,这已比 GB 252—2000 的轻柴油标准中的 CN 不低于 45 有很大的提高,但与欧盟 EN 590 标准中规定的 $CN \geq 51$ 且同时 $CI \geq 46$ 相比,尚有一定的差距。

总的来说,柴油十六烷值的增加,有利于缩短燃料燃烧时的滞燃期(着火滞后期),改进燃烧过程并有利于冷起动,而十六烷值与十六烷指数比值(CN/CI)的增加,也有利于改善燃烧过程,因此在我国与国际的新标准中,均反映出 CN 和 CN/CI 有所增加的趋势。但 CN 值过高,表示柴油馏分较重,分子中含碳原子较多且碳键较长,燃烧中容易裂解而产生碳烟,因此也有一定限度(应限制在 65 以下)。同样 CN/CI 值过大,表示燃料中添加剂过多,为了限制用过分增加添加剂来改变燃料的着火性能而产生其他副作用,因此在欧盟标准中同时列出了对十六烷值(CN)和十六烷指数(CI)的要求。

2. 馏程

GB 252—2000 国家轻柴油标准和 GB/T 19147—2003 国家车用柴油标准中均规定了国产轻柴油(含车用柴油)的馏程。

柴油的馏程(图 2-2)与其化学组成有关,从资源获得是否方便的角度来看,人们曾提倡采用宽馏分柴油,但为了满足日益严格的排放要求,目前普遍看法是轻柴油 180 ~ 350°C 的馏程仍然偏宽了一些。初馏点(馏程的温度下限)低表示燃料的挥发性好,对冷起动有利,但也意味着轻馏分增加,而使柴油的十六烷值与润滑性能降低,但总体说来,对柴油机性能影响不那么明显;反之,对于终馏点(馏程的温度上限)应当有较严格的限制,因为终馏点过高会导致燃烧中碳烟与颗粒排放的增加,并会使燃料供给系统的喷油嘴容易产生积炭和堵塞现象。为此,在我国 GB 252—2000 轻柴油标准和 GB/T 19147—2003 车用柴油标准中均规定了国产轻柴油的终馏点(即表 2-1 中的 95% 回收温度)不高于 365°C,而在欧洲汽车制造商协会(ACEA)提出的要求中,车用柴油的终馏点不应高于 350°C。

3. 低温流动性

当温度降低时,燃料中含有的石蜡(高分子烷烃)和水分开始析出结晶颗粒,使燃料变成混浊状,这时燃料虽未完全丧失流动性,但产生的晶体会堵塞滤清器和油管等,造成供油中断,燃料开始析出固态结晶的温度称为浊点。温度更低时,燃料完全失去流动性而凝固,这时的温度称为凝点。我国的柴油规格就是根据凝点来编号的。过去,在我国柴油中只注明凝点,但是,由于真正造成燃料供给系统失效的温度为浊点,而浊点又很难准确测定,故目前我国也与国际接轨,采用冷滤点 CFPP(Cold Filter Plugging Point),

即滤清器开始堵塞的温度作为判别柴油低温流动性的标准,为此,在我国 2003 年颁布的车用柴油标准(表 2-1)中,同时标注了冷滤点和凝点的数值,如 0 号柴油的冷滤点为 4°C ,凝点为 0°C ,适合夏季使用, -20 号柴油的冷滤点为 -14°C ,凝点为 -20°C ,适合冬季使用,标号低于 -20 (-35 号和 -50 号)的柴油则用于极端寒冷地区。一般来说,冷滤点和凝点的温度相差的越小越好。

4. 闪点

柴油在一定试验条件下加热,燃料的蒸汽与周围的空气形成可燃混合气,当接近火源时开始出现闪火的最低温度为闪点,闪点是表示柴油蒸发性和安全性的指标。闪点过低,表示柴油组分中轻质馏分过多,不仅会增加运输与储存过程中的危险,而且也会造成柴油机工作粗暴。过去,曾用在柴油中加入少量汽油的方法来改善其低温流动性,但这样会造成闪点的大幅度降低,故这种方法已不再采用。在我国新的车用柴油标准中,对闪点的规定与欧盟标准基本一致,即对于 10 号至 -10 号柴油的闪点应大于 55°C 。

5. 热值

1kg 燃料完全燃烧所发出的热量称为燃料的热值,用 H_u 表示。燃料的热值有高热值与低热值之分,计及水蒸气冷凝时放出汽化潜热的发热量称为高热值;不计汽化潜热的发热量称为低热值。在内燃机中,由于无法利用汽化潜热,故一般采用低热值。燃料的热值取决于其化学组成,柴油因馏分较重,化学成分中氢的质量比例略小于汽油,因而热值略低于汽油(约 44MJ/kg),约为 42.7MJ/kg ,但由于柴油的密度较汽油略高,因此两者同样容积所具有的能量差别不大。由于柴油的热值基本不变,故在国内与国际柴油标准中并未列入,有关燃料热值的粗略估算方法参见 2.2.1 节。

6. 密度

在过去的柴油标准(如我国 2000 年的轻柴油标准)中,对柴油的密度未作明确规定。但是,人们现已认识到柴油机燃料供给系统按容积来控制喷油量的,由于柴油热值是柴油燃烧时单位质量的发热量,且基本上保持不变,因此同一柴油机使用密度不同的燃料,就会出现性能上的明显差别。柴油密度偏大,会出现混合气过浓,功率增加而排放变差的后果;反之,柴油密度偏小,则会出现功率不足的现象。为此在新的柴油标准中,都对柴油的密度作了较为严格的规定,在我国 2003 年车用柴油标准中规定 10 号至 -20 号柴油 20°C 时的密度为 $820 \sim 860\text{kg/m}^3$,与欧盟标准规定($820 \sim 845\text{kg/m}^3$)基本相当。柴油的密度随温度略有变化,温度增加,密度减小(温度变化 1°C ,密度变化约 0.08%),因此在柴油机使用过程中,对于柴油的温度控制也必须加以注意。

7. 粘度

粘度,亦称粘性系数,是表示柴油稀稠度的一项指标,它实质上是衡量流体内部摩擦大小的尺度,是流体内部阻碍其相对运动的一种特性,即流体抵抗剪切作用的一种能力。由于测量方法不同,粘度的单位也有多种,目前较常用的为运动粘度 ν ,单位是 m^2/s ,它是燃油动力粘度 η (单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$)和密度 $\rho(\text{kg/m}^3)$ 的比值。

柴油的粘度是随温度的变化而改变的,温度升高时,粘度减小,反之,温度降低时,粘度增大。图 2-4 即为这种变化的关系示意图,称为粘温特性。精确的粘温图视原油产地、生产工艺以及柴油牌号不同而异,需经准确测定,并由油料生产单位提供。

柴油的粘度与其流动性、润滑性以及雾化、燃烧性能有很大关系,它对柴油机燃料供给



系统的影响也十分明显，粘度过高或过低，都会对柴油机燃料供给系统与柴油机燃烧过程造成负面影响。例如当温度过高，柴油粘度下降，精密偶件之间泄漏增加，导致喷油压力的降低并会使雾化与燃烧过程受到影响。这也是人们需对供给柴油机的燃料温度控制的另一个重要原因(其影响有时比密度变化的影响更大)。在我国 2003 年车用柴油标准中，对粘度的规定是以室温 20℃ 为准，如对 10 号至 -10 号柴油的粘度规定为 3.0 ~ 8.0 mm²/s，而欧盟 EN 590 则将标准提高至接近柴油机运转时的燃油温度，即 40℃ 的粘度为 2.0 ~ 4.5 mm²/s。

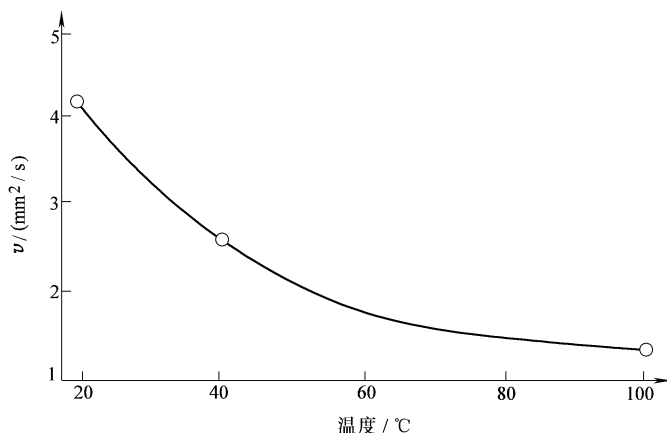


图 2-4 柴油粘温特性示意图(以美国 D-2 号柴油为例)

8. 润滑性

柴油用作压燃式内燃机燃料的优点之一是它的润滑性，即对于燃料供给系统精密摩擦副的润滑作用。不言而喻，柴油的润滑性能是一项十分重要的指标，但以前缺乏统一的试验标准，往往用粘度等指标来进行间接判断，国外早期与我国 2000 年颁布的轻柴油标准中均没有关于柴油润滑性的直接规定。但是近年来对于柴油中含硫量有了更严格的规定(见含硫量说明)，而在柴油加氢脱硫过程中，往往将其中有助于润滑的极性物质也一并去除，从而降低了柴油的润滑性能，一度造成了喷油泵(特别是完全依靠柴油润滑的分配泵)出现严重磨损问题，因此近年来，除了用添加剂来改善柴油润滑性以外，也推出了评价柴油润滑性能的测试方法，即按 ISO 12156-1 规定的高频往复运动磨损试验法(High Frequency Reciprocating Rig, 缩写为 HFRR)，其设备简图如图 2-5 所示。试验时，先将试验钢球 2 装在加载杆 3 上，并压紧在浸泡在燃油池 1 中的试验垫板 4 上，再将燃油加热并保持在一定温度，通过激振器 6 的作用，使加载杆连同钢球沿水平方向作高频往复摩擦运动，造成试验钢球与垫板之间往复摩擦，测定经过一定时间后(加载量、摩擦频率与次数以及燃油温度均按 ISO 标准规定)，在钢球表面上磨痕的直径(Wear Scar Diameter, 缩写为 WSD)即可用来作为判别柴油润滑性的标准。欧盟 EN 590 标准与我国 2003 年车用柴油标准中均规定，按 ISO 12156-1 的 HFRR 方

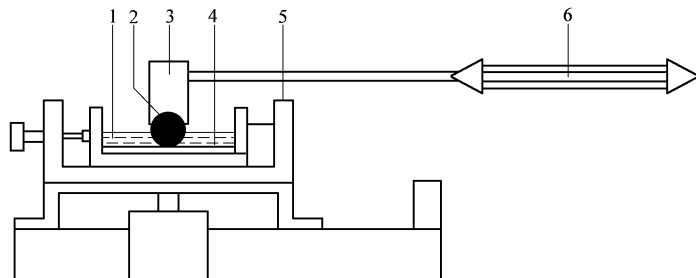


图 2-5 测定柴油润滑性能的高频往复运动磨损试验(HFRR)装置

1—油池 2—试验钢球 3—加载杆 4—试验垫板 5—加热装置 6—激振器

法测得的磨痕直径(WSD)在60℃时不应大于460 μm 。

9. 含硫量

硫(S)是柴油中的有害成分,其含量视石油产地与生产工艺而异,重油裂解往往会导致柴油中含硫量的增加。过去,人们对硫的危害的认识还只限于其排出的燃烧产物(SO_2)会产生酸雨并加重柴油机零部件的磨损等方面,随着对柴油机排放控制日益严格,人们认识到柴油中含硫量的进一步危害。它不仅会以硫酸盐的形式增加微粒排放,而且还会使排气后处理装置(如De- NO_x 催化转化器)过早失效(即所谓“中毒”),这是由于产生的硫酸铵或硫酸氢铵沉积在催化剂表面上使其失去活性的结果。为此,包括我国在内的世界各国标准均对柴油中的含硫量提出了越来越严格的要求。例如,我国2000年轻柴油标准规定硫含量0.2%,即2000ppm(1ppm表示百万分之一,相当于1mg/kg,下同),2003年车用柴油标准,即缩小到0.05%,即500ppm,而在欧盟EN-590标准中规定,2001~2004年硫含量为350ppm,2005~2008年为50ppm,2009年开始应当采用无硫柴油(硫含量小于等于10ppm)。这表明,我国标准与国外先进水平还有一定差距,同时也对我国石油炼制工业提出了更高的要求。

10. 柴油的清洁度与水分含量

柴油中应尽量不含各种杂质,例如沙粒、锈蚀斑、金属磨屑、毛发以及各种不溶解的有机物与添加剂。特别是尖硬的硅化物,容易对燃料供给系统的精密摩擦副造成损坏,其中又以粒度为6~7 μm 的硬粒最为危险,为此除了在柴油标准中规定了对这些有害物质的限制以外,在使用中一定要特别注意对于进入柴油机燃料供给系统的燃油的滤清。

在欧盟EN 590标准中对有害总量作了规定,即不超过24mg/kg,我国柴油标准中则规定总不溶物不大于2.5mg/100mL,灰分不大于0.01%。至于柴油中所含水分,欧盟标准规定为不大于200mg/kg,我国标准只注明“痕迹”,未作定量表述。不过含水量的标准也确实难以制定,因为一方面由于贮存、运输以及气候的原因,柴油中难免存在少量水分(如果说是溶解在柴油的水分,则对于柴油机的工作与零部件锈蚀没有很大影响),而另一方面析出或沉积的水分(会造成零部件的锈蚀)又难以测定,因此解决问题的途径是改善柴油的贮存与供应系统。

11. 添加剂

为了改善柴油性能,往往要在柴油中加入各种添加剂,它们分别是改善着火特性(提高十六烷值)、流动性能、润滑性能、去污性能、除锈性能与防止起泡的添加剂,添加剂种类繁多,在此不再赘述。添加剂虽有各种好处,但有时也有副作用产生,从而影响柴油的基本性能(如密度、粘度与馏程等),故在欧盟柴油标准中,对添加剂总量也有一定限制,即其总浓度不超过0.1%。

2.1.2 重油

为了充分利用宝贵的石油资源与降低运行成本,人们在中低速柴油机上正广泛使用重油。前已说明,在石油炼制过程中,不仅有馏分较重的重柴油,还有数量较多的渣油(釜残油)存在(图2-1)。渣油所占的比例视产区与炼制方法不同而异,若采用传统的常压蒸馏工艺时,渣油比例可高达32%~57%,若采用现代的热裂化与催化裂化工艺时,渣油比例可降低至12%~25%,但重量更重,性能更差。由于渣油的主要成分仍以碳氢元素为主,具有作为燃料的可能性,但其挥发性和流动性极差,所含杂质与有害物(如硫、机械杂质、灰分、沥青与胶质等)又多,很难直接作为柴油机的燃料使用,为此,通常是将其与



重质柴油按一定比例混合使用,这种混合燃料即称为重油。目前在国际上,重油使用范围主要是缸径 200 ~ 600mm,转速为 40 ~ 100r/min 的中速四冲程柴油机和缸径 250 ~ 1080mm,转速为 90 ~ 400r/min 的低速二冲程柴油机,也就是主要用于固定发电设备与低速船用柴油机上。为了保证重油在柴油机上的可靠使用,必须为重油制定相应的标准,同时也应注意使用重油前的处理工作。我国的 GB 445—1977(88)标准中规定重油是由直馏后的重馏分与二次加工后重质柴油馏分等调合而成的,分为 10 号、20 号与 30 号(号数与 50℃时的燃油粘度相近)三种,10 号和 20 号重油分别用于 $n = 480 \sim 960\text{r/min}$ 和 $n = 300 \sim 720\text{r/min}$ 的中速机,30 号重油用于 $n < 300\text{r/min}$ 的低速机。标准中还分别对以上三种油料 50℃时的运动粘度(分别不大于 $13.5\text{mm}^2/\text{s}$ 、 $20.5\text{mm}^2/\text{s}$ 、 $36.2\text{mm}^2/\text{s}$)、倾点(Pour Point,分别不高于 13℃、23℃、33℃)、残碳(10 号与 20 号不大于 0.5%,30 号不大于 1.5%)、含硫量(10 号与 20 号不大于 0.5%,30 号不大于 1.5%)、机械杂质(10 号与 20 号不大于 0.1%,30 号不大于 0.5%)、闪点(均不低于 65℃)、水分(分别不大于 0.5%、1.0%、1.5%)和灰分(分别不大于 0.04%、0.06%、0.08%)作出规定。而在我国石化总公司船用柴油机燃料出口标准 SINOPEC-008-87 中则规定船用燃料油由减压渣油与减粘裂化渣油或其他二次加工重柴油调合而成,分为 DF-600 和 DF-1000 两种,其运动粘度在 100℃时分别不大于 $13\text{mm}^2/\text{s}$ 和 $17\text{mm}^2/\text{s}$; 50℃时分别不大于 $80\text{mm}^2/\text{s}$ 和 $120\text{mm}^2/\text{s}$,闪点不低于 80℃,灰分、含硫量与水分分别不大于 0.1%、2.5%、0.3%。目前,在国际上则普遍采用国际内燃机学会,即 CIMAC(Conseil International des Machines a Combustion)于 1990 年在 ISO-8217 基础上推荐的重油标准,它是以燃料在 100℃时的运动粘度为基础的,分为 CIMAC A10、B10、C10、D15、E25、F25、G35、H35、K35、H45、K45、H55 及 K55 共 13 个等级,其运动粘度按牌号顺序,由低到高从 $10\text{mm}^2/\text{s}$ 到 $55\text{mm}^2/\text{s}$,相应的倾点范围为 0 ~ 30℃,允许的含硫量高达 3.5%~5.0%,残碳高达 12%~22%,这说明国际上重油中使用的渣油比例远比我国标准高,从而反映了近年来国际上在远洋运输与固定发电装置上力求节约燃料成本的一个重要趋势(因为船用低速柴油机与大型发电机组长期在满负荷下工作,油量消耗大)。在 CIMAC/ISO 标准中,对于闪点(不低于 60℃)、灰分(0.1%~0.15%)和水分(0.5%~1.0%)等规定均与我国标准相近。此外,还增加了对于钒(V)的总含量(150 ~ 600mg/kg)和铝(Al)、硅(Si)含量(80mg/kg)等有害物质的规定,同时也规定了燃油密度(按牌号顺序,由低到高从 950 到 1010kg/m^3)。

由于重油粘度高,流动性差,容易产生结焦与结炭,其中有害物质(如硫与钒)腐蚀性大,所含机械杂质(硅)微粒又会使零件产生磨损,这对于柴油机的运动部件,特别是燃料供给系统的精密偶件危害极大,因此除了要注意改进柴油机燃烧室有关零件(如活塞、气阀等)及燃料供给系统的结构与材质以外,还要特别注意对于重油在使用前进行预处理(沉淀、预热和滤清等),由于这种系统比较庞大,只有在大型柴油机上才有可能配置,这也是重油只能用于大型中低速柴油机上的原因。

2.1.3 代用燃料

由于石油资源有限,因此人们在注重节约的同时,正在为内燃机寻找各种替代能源,特别是可再生的清洁燃料。作为柴油机的代用燃料,有生物质燃料或由非石油资源(如煤)中提炼的矿物燃料两大类。

醇类燃料主要指甲醇(CH_3OH)和乙醇($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$)。甲醇可由煤、天然气及生物质制取,

乙醇由生物质制取,它们都是含氧的液体燃料,但它们的热值低(分别为 20.26MJ/kg 和 27.20MJ/kg),沸点低(分别为 64.7℃ 和 78℃),辛烷值高(RON = 108 - 111),十六烷值低(CN = 3 - 8),粘度低(20℃时的运动粘度约为 0.7mm²/s)。醇类的理化性质表明,它虽然可以在内燃机中掺烧或全部燃烧,但也有一定的局限性。总的说来,由于它们的辛烷值高,挥发性好,较易与汽油混溶,因此更适合作为汽油机的代用燃料。例如,在盛产玉米、甘蔗的美国和巴西,将乙醇作为汽油的替代燃料和增加辛烷值及燃料氧含量添加剂(汽油中加 10% 左右乙醇)已有很长的历史。而在汽油机领域内,掺烧甲醇的试验国内外也正进行着广泛的研究。但醇类的十六烷值低,难于和柴油相溶和乳化,故其在柴油机上的应用受到较大限制。但柴油机热效率高,多种燃料适应性强,若能利用现代技术实现醇类燃料的燃烧或掺烧,不仅可以减少柴油机微粒与 NO_x 排放,也有助于实现节能和低碳排放的目标。特别是甲醇可以由煤制取,而我国煤炭资源又十分丰富,故若能解决好这一难题,无疑将会对于优化我国能源结构,缓解石油资源紧缺的矛盾,具有很大意义。

合成柴油分为由煤、焦炭或天然气制造的矿物质合成燃料和由生物质制造的生物质合成燃料,它们都是采用间接液化法,即先制成合成气(CO + H₂),再在中压(3MPa 左右)下,用 Fischer-Tropsch 公司的技术,催化合成为液体燃料,用这种方法制成的合成柴油,简称 F-T 油,其十六烷值可达 70,低硫(低于 10ppm)、低芳香烃,热值与粘度均与柴油相当,但是这种合成柴油的制造成本很高,目前尚未得到广泛应用。

二甲醚(Dimethyl Ether,缩写为 DME)化学式为 CH₃-O-CH₃,是最简单的醚类化合物,它可以由非石油的矿物资源制造,即先由煤制成合成气,进一步制成甲醇,再将甲醇脱水后制成 DME,其十六烷值约为 55。二甲醚是一种含氧的清洁燃料,柴油机燃用二甲醚后,烟度与 NO_x 的排放均可大大降低。DME 的问题是密度小(0.66kg/m³),含氧量高(体积含量 34.8%),因此热值较低(27MJ/kg),而且它在常温常压下为气体,在高压油路中虽为液体,但存在粘度低、润滑效果差、易产生气阻等问题,因此需要添加辅助润滑剂并对柴油机燃料供给系统的设计作出相应改进。

植物油(例如菜籽油、豆油、花生油、葵花子油及棕榈树油等)是可再生的生物质燃料,从整个地球的生态平衡来看,种植与燃用植物油可以形成二氧化碳(CO₂)的良性循环(燃用植物油产生 CO₂,但植物生长需要 CO₂),有助于解决引起全球气候变暖的温室效应。

由于植物油的密度与热值均与柴油相近(前者略高于柴油,后者略低于柴油,因此单位容积,例如每升燃料燃烧产生的能量几乎相等),着火性能也较好(十六烷值 CN = 35 ~ 50),因此比较适合作为柴油机的代用燃料。若将植物油直接用于柴油机,由于其粘度高(20℃时的运动粘度高达 40 ~ 80mm²/s,为同温度下柴油的十几倍),并易于结焦和积炭,必须对于柴油机及其燃料供给系统作适当的改造(如加温、滤清以及增加改善冷起动的辅助措施,等等),也就是说要用发动机来适应燃料的需求。反过来,也可以用改造燃料的性质来适应发动机的需要(这时,柴油机则无需改动),这就导致了生物柴油的出现。

生物柴油的学名是脂肪酸甲酯,即 FAME(Fatty Acid Methyl Ester),它是由植物油或动物脂肪等油脂制成的。植物油和动物油酯的主要成分为甘油三酯(Triglyceride)(图 2-6a),含有羰基(C=O),羰基的碳原子带正电荷,氧原子带负电荷,构成极性基团,性质非常活泼,在酸或碱的催化作用下,可与醇类(一般用甲醇或乙醇)之间产生酯交换,产生甘油和脂肪酸酯,后者即生物柴油。用甲醇进行酯交换生成的生物柴油称为脂肪酸甲酯(FAME),





表 2-2 生物柴油(菜籽油甲酯)、纯植物油(菜籽油)与柴油之间性能指标的对比

项 目	单 位	柴 油	菜 籽 油	生物柴油(RME)
密度(15℃)	g/cm ³	0.83	0.915	0.88
粘度(20℃)	mm ² /s	5	74	7
热值	MJ/kg	43	35.2	37
C:H:O 质量比例	%	86.4:13.6:0	77.6:11.7:10.5	76.8:12.1:11
十六烷值(CN)	—	50	40	54
冷滤点(CFPP)	℃	-22	18	-5
理论空气需要量	kg/kg	14.5	12.4	12.5

➡ **28**

由于生物柴油的原料多样性,性能上也与柴油难免有差异,为了避免使用生物柴油后对于柴油机性能和零部件产生不利影响,欧盟也在 EN 14214 标准中对欧洲常用的生物柴油(菜籽油甲酯)的主要特性指标作了相应的规定,即冷滤点 $CFPP = -20^{\circ}\text{C}$ (视地区与气候而异),闪点大于等于 120°C , 15°C 时密度 $\rho = 860 \sim 900\text{kg/m}^3$, 40°C 时的运动粘度 $\nu = 3.5 \sim 5.0\text{mm}^2/\text{s}$,含硫量小于等于 10mg/kg ,含水量小于等于 500mg/kg ,等等。

为了节省石油资源并改善柴油的润滑性能,欧洲生产的柴油中已普遍加入少量的生物柴油,并规定当生物柴油添加量不超过 5% 时(即 B5),其性能应符合欧盟 EN 590 标准的要求,即当作普通柴油来看待。

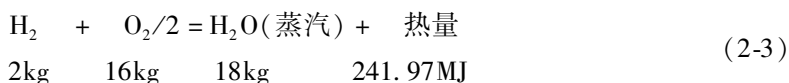
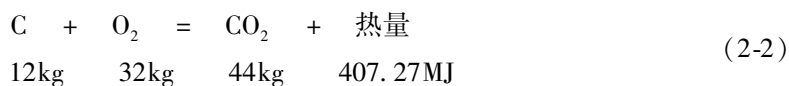
植物油与生物柴油的推广,目前尚受到油料资源有限与产品价格的限制,但可以相信,随着石油资源短缺问题的日益突出和人类环保意识的不断增强,今后将会引起越来越多的重视。

2.2 柴油机的混合气形成与燃烧

2.2.1 燃烧热化学

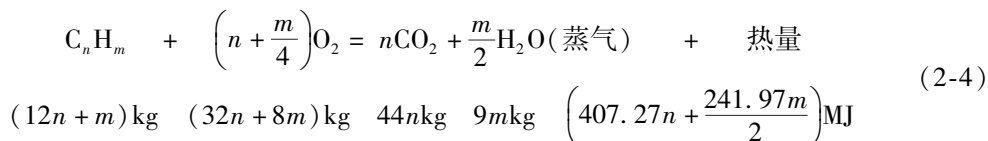
燃烧是一种剧烈的氧化反应,内燃机(包括汽油机和柴油机等)缸内的燃烧,实质上就是进入燃烧室的燃料中可燃成分(主要指碳氢元素)和进入缸内空气中的氧发生氧化放热反应的过程,在产生新的燃烧产物(二氧化碳和水)的同时,放出大量的热量,从而将燃料中贮存的化学能以热能的形式释放出来,使气体膨胀做功。

在理论情况下,若燃料中除碳(C)、氢(H)外,不含氧(O)及其他有害杂质,如硫(S)等,而且有足够的时间与条件使燃烧反应完全,那么燃烧产物只有二氧化碳(CO_2)及以水蒸气形式存在的水分(H_2O),其化学反应方程式为



式(2-2)和式(2-3)各分子下面标注的数值是按照碳、氢和氧等元素分子量,即摩尔质量($\text{C} = 12, \text{H}_2 = 2, \text{O}_2 = 32$)确定的反应前后物质之间的质量比例,其单位可以用 kg 表示,也可以用 kmol 表示,所谓 mol 或 kmol 就是用 g 或 kg 为单位,表示的数值上等于其分子量的某物质的量。例如,式(2-2)表示 1kmol 碳(12kg)与 1kmol 氧(32kg)进行化学反应后,产生 1kmol 的二氧化碳(44kg)以及与碳的热值成比例的热量。

假若碳氢燃料中含有 n 个碳原子, m 个氢原子,则其分子式为 C_nH_m ,于是就可以参照化学反应方程式(2-2)和式(2-3)中的相对质量比例,将燃料 C_nH_m 的燃烧方程式写为



式(2-4)表示 $(12n + m)\text{kg}$ 燃料完全燃烧,需要 $(32n + 8m)\text{kg}$ 的氧,产生 $44n\text{kg}$ 的二氧化碳, 9kg 的水蒸气以及 $(407.27n + 241.97m/2 = 407.27n + 120.99m)\text{MJ}$ 的热量。折算到每



千克燃料则有

$$\begin{aligned}
 & 1\text{kg 燃料}(\text{C}_n\text{H}_m) + \left(\frac{32n+8m}{12n+m}\right)\text{kg 氧}(\text{O}_2) \\
 &= \frac{44n}{12n+m}\text{kg 二氧化碳}(\text{CO}_2) + \frac{9m}{12n+m}\text{kg 水蒸气}(\text{H}_2\text{O}) + \\
 &\quad \frac{(407.27n+120.99m)}{12n+m}\text{MJ 热量}
 \end{aligned} \quad (2-5)$$

按照低热值的定义(见 2.1.1 节),式右端给出的放热量即为燃料的低热值(H_u)(不包括水蒸气凝结时放出的汽化潜热)。但应当说明,在按式(2-4)和(2-5)计算燃料放出的热量时,是将其中以化合状态存在的碳氢元素看做是以游离状态存在,而且各自按式(2-2)和式(2-3)发生氧化反应的,但没有扣除打开碳氢化合键所需的能量,故这里给出的燃料低热值要略大于实测值,不过误差不是很大。

式(2-5)左端第二项是 1kg 燃料完全燃烧所需的氧气量,由此便可以确定燃料燃烧时理论上的空气需要量 L_0 , 所谓理论空气量,定义为 1kg 燃料正好完全燃烧所需的空气量,单位也是 kg。 L_0 (kg)空气与 1kg 燃料的比值 l_0 称为化学计量空燃比,或简称理论空燃比,其数值与 L_0 相等,单位可以写作 kg 空气/kg 燃料或表达为无因次量。由于氧气在空气中的质量比例为 23.2% (其余主要为氮气),因此对于单纯的碳氢类燃料 C_nH_m , 可以写

$$\begin{aligned}
 l_0 &= \frac{1}{0.232} \left(\frac{32n+8m}{12n+m} \right) \frac{\text{kg 空气}}{\text{kg 燃料}} \\
 &\quad (L_0 = l_0 \text{kg})
 \end{aligned} \quad (2-6)$$

作为具体实例,我们可以根据式(2-5)和式(2-6),计算出评定柴油着火性能的几种标准燃料的 H_u 和 l_0 分别为

十六烷和七甲基壬烷($\text{C}_{16}\text{H}_{34}$, $n=16$, $m=34$): $H_u=47.04\text{MJ/kg}$, $l_0=14.95\text{kg/kg}$;

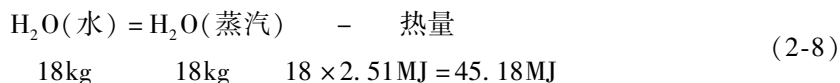
α -甲基萘($\text{C}_{11}\text{H}_{10}$, $n=11$, $m=10$): $H_u=40.07\text{MJ/kg}$, $l_0=13.11\text{kg/kg}$ 。

从以上分析可知,若碳氢燃料准确的分子式已知,则不难估算出其理论空气需要量 L_0 或理论空燃比 l_0 和燃料的低热值,但是实际上从石油提炼的各种液体燃料(例如柴油)作为多种碳氢化合物的混合物,难于准确地确定其中碳、氢元素的原子数,即很难知道其准确的分子式。另一方面,人们却可以通过化学分析方法得到各元素的质量比,于是人们也可以同样按照以上的思路,写出估算理论空燃比 l_0 和燃料的低热值 H_u 的公式。为此,还应考虑燃料中含有的氧与其他可燃成分(如硫)以及水分的影响。

假定经化学分析,得知某液体燃料中的碳、氢、氧、硫和水分的重量百分率分别为 g_C 、 g_H 、 g_O 、 g_S 和 g_W , 于是参照式(2-2)和式(2-3),再参照:



和



则可写出燃料的理论空燃比 l_0 和低热值 H_u 分别为



$$\begin{aligned}
 l_0 &= \frac{1}{0.232} \left(\frac{32}{12} g_C + \frac{16}{2} g_H + \frac{32}{32} g_S - g_O \right) \\
 &= \frac{1}{0.232} \left(\frac{8}{3} g_C + 8 g_H - g_O + g_S \right) \frac{\text{kg 空气}}{\text{kg 燃料}}
 \end{aligned} \quad (2-9)$$

和

$$\begin{aligned}
 H_u &= \frac{407.27}{12} g_C + \frac{241.97}{2} g_H - \frac{241.97}{16} g_O + \frac{322}{32} g_S - \frac{18 \times 2.51}{18} g_W \\
 &= 33.94 g_C + 120.99 \left(g_H - \frac{g_O}{8} \right) + 10.6 g_S - 2.51 g_W \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned} \quad (2-10)$$

在以上的 l_0 和 H_u 表达式中, g_C 和 g_H 表示燃料中的碳、氢质量组分, 它们是空气易燃的主要成分与热量的主要供给者, 无需再作说明。 g_S 代表有害物质硫可以参加燃烧, 需要一定的空气, 也产生一定的热量, 它在一般汽油与柴油中含量很少, 可以不计, 但在含硫量高的重油中(有时高达 5%) 必须加以考虑。 g_W 代表燃料中所含的水分, 燃烧后变成水蒸气, 要吸收一定热量(汽化潜热, 其值为 2.51 MJ/kg), 同时也只有在重油或渗水量较大的乳化柴油中才需考虑。 g_O 代表燃料中的含氧量, 在汽油中几乎不存在, 在柴油中含量也很少, 但在含氧燃料中必须加以考虑, 它对 l_0 的影响十分明显, 因为燃料中的氧气能够代替一部分空气中的氧产生氧化反应, 因此需在式(2-9)中加以扣除, 但含氧量对 H_u 的影响则比较复杂, 其实质是氧在燃料中会与一部分氢之间形成了紧密的化学键(如 OH 离子根), 从而抵消了这部分氢所能释放的热量。

据统计, 国产柴油中轻柴油的质量组成约为 $g_C = 87\%$, $g_H = 12.6\%$, $g_O = 0.4\%$ (按 2003 年车用柴油标准, 水分很少, $S \leq 0.05\%$, 均略去不计), 代入式(2-9)和式(2-10)后可得

$$\begin{aligned}
 l_0 &= \frac{1}{0.232} \times \left(\frac{8 \times 0.87}{3} + 8 \times 0.126 - 0.004 \right) = 14.33 \frac{\text{kg 空气}}{\text{kg 燃料}} \\
 H_u &= 33.94 \times 0.87 + 120.99 \times \left(0.126 - \frac{0.004}{8} \right) = 44.71 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

这里求得的 l_0 与 H_u 与前面按式(2-5)和式(2-6)求出的十六烷或七甲基壬烷与 α -甲基萘的平均值非常相近。

前已说明, 由于在估算热值的公式中没有考虑打开燃料内部化学键所需的能量, 而燃烧放出的能量又视外部条件(温度与压力)而异, 因此, 准确的燃料热值难于用计算方法确定。人们将其定义为标准条件下(101.3 kPa, 298.15 K), 每千克燃料完全燃烧所放出的热量, 并用专门的仪器进行测量。实际测量值往往要略低于式(2-10)的估算值(相当于将计算值乘以 0.96 ~ 0.99 的系数)。

在一般工程应用中, 对于轻柴油可以采用 $l_0 = 14.3$ (14.1 ~ 14.5) 和 $H_u = 42.7$ (42.5 ~ 42.9) MJ/kg。以上分析的燃料理论空燃比 l_0 与热值 H_u 是研究内燃机燃烧过程的重要前提。 H_u 表示燃料燃烧所能释放出的能量, 直接影响机器的动力性能。而内燃机所能燃烧的燃料量, 又受实际进入气缸的空气量的制约, 为此除了理论空燃比 l_0 以外, 还应当引入实际空燃比 α 和过量空气系数 ϕ_a 的概念:

实际空燃比 α , 即实际进入内燃机气缸的空气质量 L (kg) 与燃料质量 M (kg) 之比, 即

$$\alpha = \frac{L \text{ kg 空气}}{M \text{ kg 燃料}} \quad (2-11)$$



其值可能大于 l_0 ，也可能小于 l_0 ， α 与 l_0 之比即为过量空气系数 ϕ_a ，即

$$\phi_a = \frac{\alpha}{l_0} \quad (2-12)$$

$\phi_a = 1$ 表示燃烧时空气与燃料之间的关系正好为化学计量空燃比，即理论空燃比 l_0 ，燃料与空气形成的混合气为标准混合气； $\phi_a < 1$ 表示供给 1kg 燃料的实际空气量少于理论空气需要量，相当于浓混合气， $\phi_a > 1$ 表示供给 1kg 燃料的实际空气量多于理论需要量，相当于稀混合气。

需要说明的是，柴油机必须在过量空气系数 $\phi_a > 1$ 的情况下工作。

2.2.2 柴油机混合气形成与燃烧特点及其燃烧室分类

2.2.1 节只是根据燃烧热化学的基本方程式对于理论情况下燃料在内燃机气缸内的氧化放热反应作出的综合描述。但实际上，内燃机中的燃烧过程要复杂得多，这不仅是因为燃料中含有一些有害成分，更主要的是由于燃烧系在很短的时间与有限的空间内进行，要经历一系列中间化学反应过程，其中间与最终产物又受到反应环境条件(温度、压力及空气运动情况等)的影响，因此燃料与空气的混合不可能完全均匀，燃料的氧化也不可能完全，甚至空气中的惰性气体氮(N_2)在高温下也会产生局部的氧化反应。因此，所有内燃机(包括汽油机和柴油机)中的燃烧都不可能是完全和彻底清洁的，最终必然产生诸如一氧化碳(CO)、未燃碳氢(HC)、氮氧化物(NO_x)和微粒(PM)等一系列有害物质，这些物质的绝对数量与二氧化碳(CO_2)和水分(H_2O)相比虽然很小，但却能对人体造成很大的危害，从而成为环境污染的重要来源。

目前，各种有关内燃机的排放法规(包括我国现时采用的欧 I、欧 II、欧 III 和欧 IV 法规等)就是为了限制这些有害物质的排放而制定的。另外，从节能与减少 CO_2 排放对地球气候影响(温室效应)的角度出发，国际上也正在参照日本京都环保会议的要求，准备提出对内燃机 CO_2 排放(即节能指标)的要求与限制。

燃烧的模式很多，分类也很复杂。按照混合气形成与燃烧反应之间的相互关系，可以分为预混合燃烧(Premixed Combustion)和扩散燃烧(Diffusion Combustion)两类。

在预混燃烧中，燃料与空气的混合，即混合气形成在燃料着火以前已经完成。若这时对均质混合气加热，使其各点的温度皆能达到反应条件，则全部混合气同时进行放热化学反应，产生了所谓同步燃烧(Simultaneous Explosion)，有时也称为自燃(Spontaneous Ignition)。若只对混合气局部进行加热，如采用电火花点火，使这部分混合气首先着火，产生火焰核心并形成火焰前锋，使燃烧以一定的传播速度向未燃混合气推进，直至整个燃烧室，这种预混燃烧称为渐进燃烧(Progressive Ignition)或称点燃(Nomal Ignition)。上述两种预混合燃烧的示意图分别如图 2-7a 和图 2-7b 所示。汽油机和气体燃料发动机的燃烧基本上属于预混合燃烧，而且主要是采用电火花点火并伴随正常火焰传播的渐进燃烧模式，只有在不正常燃烧情况下，才会出现因终燃气体快速自燃而引起“爆燃(Detonation)”或称“敲缸(Knock)”现象。由于混合气形成的条件比较好，因此汽油机也应当在燃料与空气比例为化学计量空燃比，即 ϕ_a 接近于 1 的情况下工作，以保证较好的动力性指标。

在扩散燃烧中，燃料与空气事先不进行混合，而是分别进入燃烧室后再一边混合，一边燃烧，燃烧区域位于可燃混合气与空气的界面附近并伴随着相互间分子的强烈扩散作用，其示意图如图 2-7c 与图 2-7d 所示。

在柴油机中，由于燃油是借助于燃料供给系统的喷油装置在活塞接近上止点，即压缩接

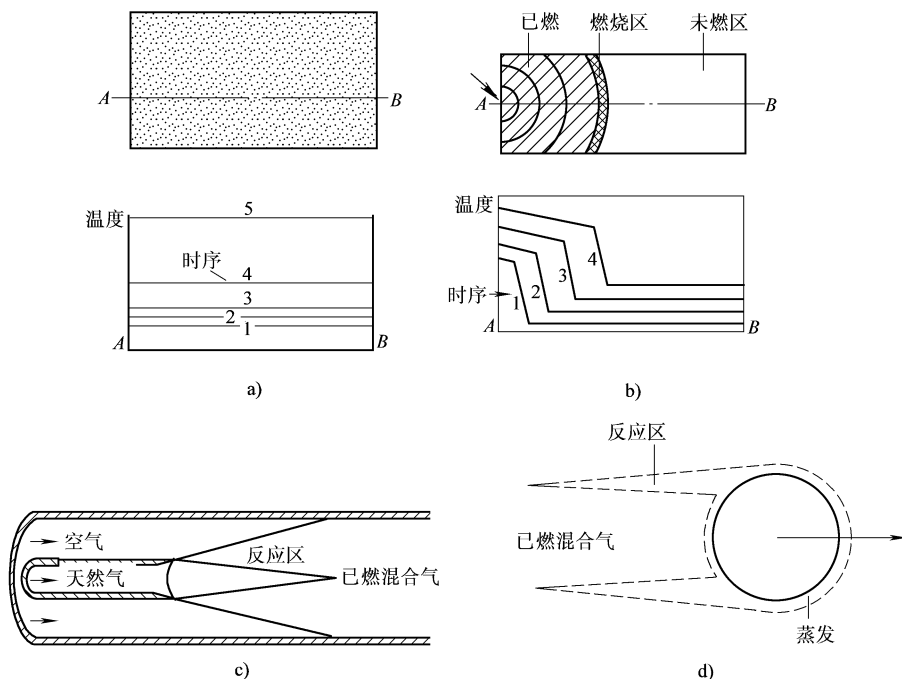


图 2-7 燃烧模式的分类

a) 同步燃烧 b) 渐进燃烧 c) 可燃气体的扩散燃烧 d) 油滴蒸汽的扩散燃烧

近终了时喷入气缸的高温空气中去的,在经历油滴的雾化、蒸发、混合气形成和焰前反应等一系列物理与化学准备过程后才开始着火燃烧的。而且燃油喷射过程在混合气着火后仍在继续,大部分燃油是在着火以后才喷入,处于一边与空气混合一边燃烧的情况,因此柴油机燃烧的主要部分属于典型的扩散燃烧,只是在着火后的一小段时间内,带有预混合燃烧(同步燃烧)的特征。由此可见,柴油机混合气与燃烧的主要特点有:一是由于扩散燃烧过程中,混合气形成的速度要比燃烧反应速度慢,因此燃烧速率受到了混合气形成速度的制约与控制,这就表明了柴油机混合气形成与燃烧关系的密切,也说明了柴油机燃料供给系统与柴油机之间合理匹配的重要;二是由于在扩散燃烧中,燃烧室内各处混合气的浓度很不均匀,为了保证燃料尽可能燃烧完全,柴油机必须在过量空气系数 ϕ_a 大于1的情况下工作(在全负荷情况下 ϕ_a 在1.15~2之间,在怠速与空转情况下, $\phi_a > 10$)。即便这样,在柴油机燃烧过程中仍有可能出现局部缺氧的情况,使燃料在高温下裂解产生碳烟(Soot),这正是构成微粒排放(Particulate Matter,缩写为PM)的重要原因之一,因此在柴油机的废气排放中尽管CO排放大大低于汽油机(后者为保证发出最大功率时,会采用 ϕ_a 略小于1的浓混合气),但碳烟与微粒排放却比汽油机严重得多。

前已说明,柴油机混合气形成对于整个燃烧过程品质有着重要影响,而混合气形成所需的能量主要来自燃油的高压喷射,部分来自空气的运动以及热空气对于燃料油雾的加热。由于混合气形成主要在燃烧室中进行,因此柴油机燃烧室形状及其与进气、喷油的配合情况,对于混合气形成有着决定性的影响。

通常,柴油机燃烧室可以分为直接喷射式(Direct Injection Process,缩写为DI)和分隔式

(Indirect Injection Process, 缩写为 IDI) 两类(图 2-8)。

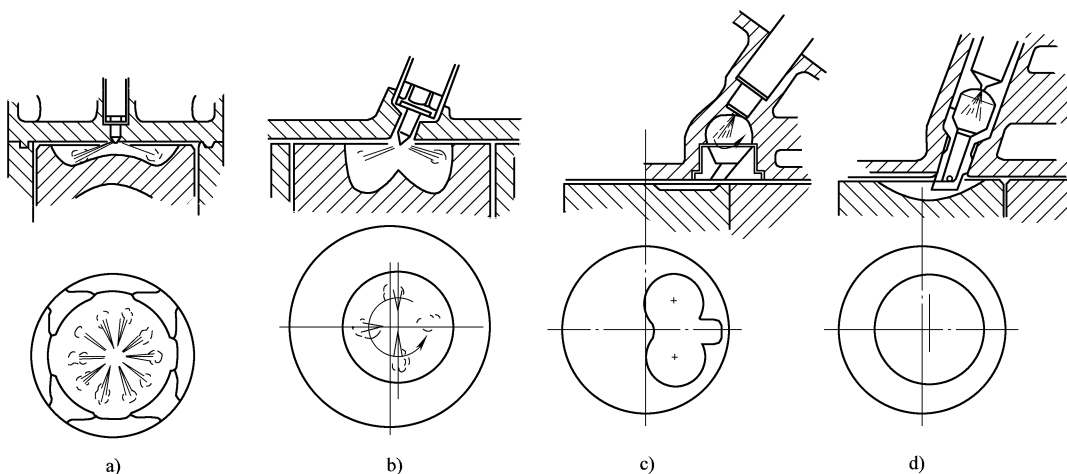


图 2-8 柴油机燃烧室的分类

a) 直喷式燃烧室(无进气涡流,浅盆形燃烧室) b) 直喷式燃烧室(有进气涡流,深坑形燃烧室)
c) 涡流室 d) 预燃室

常见的分隔式燃烧室有预燃室(Prechamber,图 2-8d)和涡流室(Swirl Chamber,图 2-8c)两种,它们都是将燃烧室分成两个部分,活塞顶部空间为主燃烧室,预燃室或涡流室则称为副室。预燃室形状多为圆柱和圆锥体组合,其容积约占整个燃烧室容积的 25%~40%,它与主燃烧室之间以一个或几个狭小的通道相连(通道总面积约为活塞顶面积的 0.25%~0.5%),喷油器沿预燃室轴线或呈很小的倾角($4^{\circ} \sim 5^{\circ}$)布置;涡流室多为球形,或柱形,其容积约占整个燃烧室容积的 50%~70%,连接通道面积比预燃室大(约为活塞顶面积的 2%~3.5%)且沿涡流室切向布置(以便在压缩行程时,空气在涡流室中形成涡流),喷油器指向涡流室中心或略呈偏心(3~5mm)布置,燃油沿着或近乎垂直于气流方向喷射。在分隔式燃烧室的压缩行程中,空气由主室流入副室,并在其中产生强烈的湍流(主要指预燃室)或有组织的涡流(主要指涡流室),燃油喷入后首先在副室中着火燃烧,致使其中气体的压力与温度迅速提高,从而使副室中未燃烧的燃油、空气与燃气一起,经过连接通道冲向主燃烧室并与其中的空气进一步混合与燃烧(形成二次混合与燃烧)。由此可见,分隔式燃烧室中混合气形成的能量很大一部分来自主、副燃烧室之间在压缩与燃烧过程中形成的剧烈气流与加热作用,因此降低了对于燃料供给与调节系统喷油压力的要求,通常在预燃室与涡流室柴油机中,喷油压力约为 35~45MPa(开启压力 12~20MPa)并采用单孔轴针式喷油嘴。

除了对燃料供给与调节系统要求比较低的优点以外,分隔式燃烧室的燃烧噪声与排放性能较好,高速适应性也较好,而且可以在过量空气系数比较低的情况下($\phi_a = 1.15 \sim 1.5$)工作。

分隔式燃烧室的主要缺点是气体流动损失(预燃室更明显)与散热面积(涡流室更明显)比较大,热效率比直喷式燃烧室差(油耗高 15%~20%),冷起动困难(需装起动电热塞)等。

在实际应用方面,由于预燃室出现得比较早,曾长期用于车用动力(如 Benz 公司早期的货车与以后的轿车柴油机),也曾用于一些缸径较大($D = 160 \sim 220\text{mm}$)的柴油机上。涡流室柴油机由于高速适应性更好,曾广泛用在国外轿车柴油机(缸径 $D < 100\text{mm}$)上,其典型代表为 20 世纪三四十年代出现的英国里卡多(Ricardo)公司的彗星系列(Comet I~V)燃烧室,

在此基础上我国于20世纪50年代改造成功的吊钟形涡流室(上部分为半球形,下部分为圆柱形并带起动孔)也曾广泛应用于小型农用动力方面。

但是,由于分隔式燃烧室燃油经济性较差的固有缺点,已越来越不适应对柴油机节能指标日益严格的要求,随着燃料供给与调节系统的不断发展,喷油压力已有大幅度提高,加上通过电子控制,人们能够实现对于喷油量、喷油时刻与喷油规律更为精确的控制,使直喷式柴油机在保持燃油经济性指标领先的前提下,也能满足低噪声与低排放水平的要求。分隔式燃烧室过量空气系数较低,即在自然吸气条件下可以略为提高平均有效压力 p_e 的优点,也因广泛采用增压(可大幅度提高 p_e)而被抵消。因此,目前分隔式燃烧室已逐渐被淘汰,包括轿车发动机在内的国外新开发的车用柴油机,已经不再采用分隔式燃烧室。

在直喷式柴油机中,燃烧室容积全部集中在活塞顶部空间,按其中进气涡流的强弱又分为无(弱)进气涡流的燃烧室(图2-8a)和有进气涡流的燃烧室(图2-8b)两类。

在第一种直喷式燃烧室中,活塞顶部燃烧室的凹坑较浅,故又称为浅盆形燃烧室或开式燃烧室,这时混合气形成所需的能量主要来自燃油的高压喷射。在四冲程柴油机中,多采用喷油器中置的四气门方案(在二冲程直流扫气柴油机中,燃烧室中央上方只有一个尺寸较大的排气门,需在气缸周边布置几个喷油器),为了保证燃油喷雾良好,采用较高的喷油压力(150~200MPa,甚至高达220MPa),为了使燃油在燃烧室空间均匀分布,采用孔数较多(7~12个)的喷油嘴。这种燃烧室结构紧凑,气体流动与散热损失小,燃油经济最好。主要用于缸径大于200mm的大型柴油机上。

在第二种直喷式燃烧室中,活塞顶部燃烧室的凹坑较深,故又称为深坑形燃烧室或活塞顶内燃烧室。这时混合气形成所需的能量,除了大部分来自燃油高压喷射以外,也在一定程度上来自进气涡流与缸内的气体流动。目前,这种燃烧室广泛用在包括车用动力在内的中小型柴油机上,原因是在缸径较小($D < 150\text{mm}$)的柴油机上,若采用像浅盆形燃烧室一样过多的喷孔,孔径必然需要做得很小($d < 0.2\text{mm}$),增加了燃料供给系统制造方面的困难,因此长期以来人们也致力于用组织进气涡流以及充分利用活塞顶部挤流与缸内湍流的方法来改善混合气的形成条件(图2-9)。

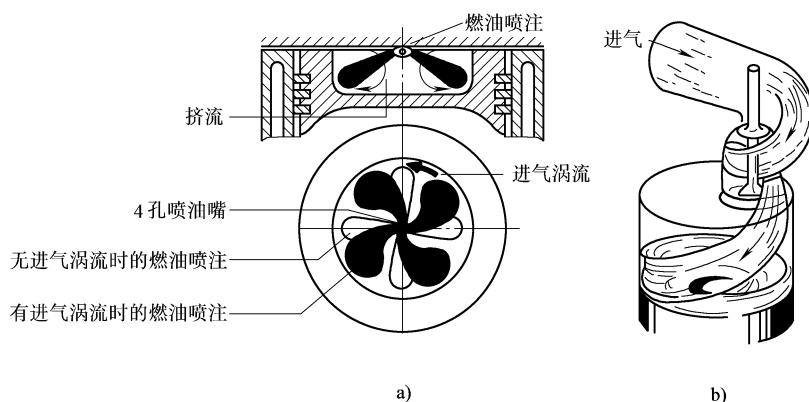


图2-9 直喷式燃烧室中的进气涡流与挤气效应示意图

a) 燃烧室内的气流情况 b) 螺旋气道

由图2-9a可见,燃油喷注(油束)在进气涡流作用下,改善了在燃烧室空间的分布,另外当活塞向上运动接近上止点时,活塞顶部上方环形空间的空气向内挤入活塞顶部凹坑形成

挤流，有助于进一步改善混合气的形成，图 2-9b 所示则为最常用的产生进气涡流的螺旋进气道工作原理的示意图。由于气流改善了混合气形成条件，所以这种直喷式的燃烧室对燃油喷射的压力要求可以稍低一些(100 ~ 160MPa)，喷孔的数目亦可略为减少(4 ~ 8 个)。这种燃烧室在全负荷下的过量空气系数也可以比无涡流的直喷式燃烧室($\phi_a = 1.6 \sim 2.0$)略低一些($\phi_a = 1.3 \sim 1.6$)。

直喷式燃烧室的形状很多，主要取决于其与燃油喷注的良好匹配，以及在缸内产生气流运动的要求，目前在中小功率柴油机上应用较多的是略带缩口的 ω 形燃烧室(图 2-10d)，以充分利用活塞运动时的挤流效应。

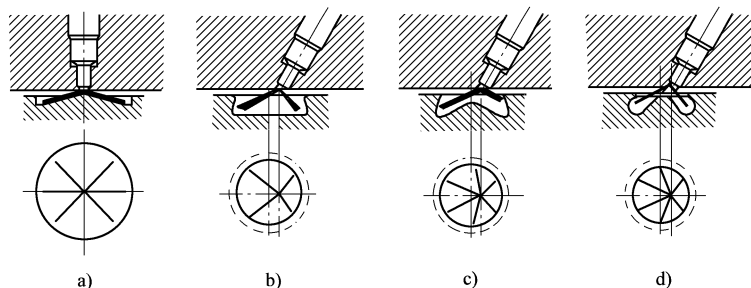


图 2-10 直喷式燃烧室示例

a) 浅盆形 b) 圆柱形 c) ω 形 d) 带缩口的 ω 形

通常，当柴油机缸径较小时($D < 100\text{mm}$)，采用两气门(一进、一排)方案，这时为了保证较大的流动面积，气门尽可能布置在靠近气缸中心线上，喷油器不得不偏离气缸中心线(倾角应尽量小)，如图 2-10b ~ 图 2-10d 所示。对于缸径较大($D > 110\text{mm}$)的柴油机，则宜采用气门中置的四气门方案，这样不仅增加了柴油机进气流通面积，提高了充量系数，而且也可以使喷油嘴各孔油线等长，喷注能在燃烧室内均匀分布(2-10a)。目前，在缸径较小的柴油机，特别是新型轿车柴油机上，也开始采用喷油器中置的四气门方案，如图 2-11 所示即为一台采用共轨式燃料供给系统的轿车柴油机四气门直喷式燃烧室结构布置图。

应当指出的是，以上介绍的两类直喷式燃烧室的区别并不是非常严格的，在第一种无进气涡流的浅盆形燃烧室方案中，虽不刻意组织较强的进气涡流，但缸内的空气运动，包括挤流和湍流仍然存在，而且也有采用弱进气涡流以改善混合气形成的趋势；在第二种有进气涡流的深坑形燃

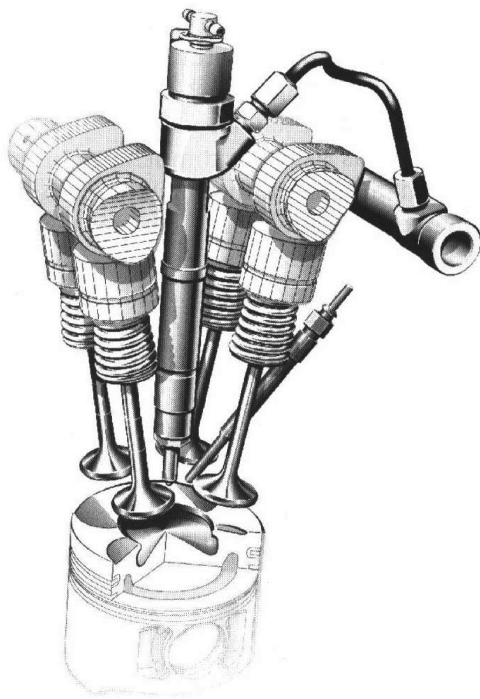


图 2-11 采用共轨式燃料供给系统的四气门直喷式燃烧室

烧室中,为了减少进气阻力,提高充量系数,即充气效率,反而有降低进气涡流的趋势,用增加燃油喷射能量(提高喷油压力与增加喷孔数目)和充分利用挤流和湍流效应的方法来改善混合气形成的条件,两条技术路线相互渗透与补充,有异曲同工之妙。

2.2.3 直喷式柴油机气缸内的气体流动

前一节已经提及柴油机燃烧室气体流动对其混合气形成与燃烧过程的重要影响以及它们与燃料供给系统和燃烧室之间的依存关系。实际上包括柴油机在内的所有内燃机气缸内的气体流动均十分复杂并且在进程中是多变的,它们除了大部分在进气和压缩过程中形成以外,还有一部分是由于燃烧过程本身引起的。因此,内燃机气缸内的气体流动是典型的三维不定常气流,它们受到内燃机结构参数(进、排气道,气门机构与燃烧室结构等)、运转工况(内燃机转速与负荷等)以及缸内环境条件(温度与压力等)一系列因素的影响,其特点又视机型不同而异。因此,尽管人们在近几十年围绕缸内气体流动这个重要问题做了大量试验研究工作,并应用计算流体力学(CFD)的方法,开发出可以对缸内气体流动进行三维计算的一些著名软件(如 KIVA Engine Code、STAR-CD 等),但迄今为止,尚有不少宏观与微观现象有待进一步揭示与阐明。为此,本节只打算结合一些简单的估算与试验(稳流试验台)方法,对于直喷式柴油机燃烧室内的气体流动情况作一简要分析。

根据产生机理以及流动特性不同,直喷式柴油机缸内气体主要流动形式有以下几种:

(1) 涡流(Swirl),主要是指进气过程中产生大标度的旋转气流运动,以下将要说明,这种运动将会一直保持到压缩过程终了乃至整个燃烧过程。

(2) 挤流(Squish),这是指压缩过程接近上止点时,气缸内上方环形空间的气体从四周被挤入活塞凹坑的气流,也可定义为正向挤流,简称挤流。而当活塞下行,燃烧室扩大,高压燃气再从活塞凹坑反向流回气缸周边空间的气流,则称为膨胀气流或逆向挤流。

(3) 湍流(Turbulence),有时也称为紊流或微涡流,它是由于气缸内部各处压力差,气流流过固体壁面以及气流内部各层之间的速度差等原因引起的无组织、无规律的脉动气流,其实质就是小标度的旋涡不断产生、发展、分裂与消失过程。

缸内的实际情况是,以上各种气流往往同时共存、相互渗透与影响,从而叠加与交织在一起。但为了便于理解,以下仍分开加以描述。

1. 涡流

直喷式柴油机的进气涡流可由螺旋气道(图 2-9b)、切向气道或气门上的导气屏产生(后两者目前已较少采用),人们可以在拖动的发动机的试验台上采用热线风速仪(HWA)或激光测速仪(LDV)对缸内的气流进行测量,亦可利用 CFD 软件来进行计算,尽管迄今为止还不能给出缸内流动的全部细节,但已能为人们理解其整体形态提供一些重要的信息。实际上,在进气过程初期,气流运动比较紊乱,随后形成有组织的进气涡流,在压缩过程中,进气涡流转变为压缩涡流,开始时有所衰减(由于气流与壁面的摩擦与压缩时的漏气,故大约衰减至原有的 $1/3 \sim 1/2$),但在活塞接近上止点,旋转气流被挤进活塞顶部深坑时,旋转速度又会大大加快(根据动量矩守恒原理,其瞬时值可能为平均值的几倍),如图 2-12 所示即为在拖动试验台上测得的两种深坑形燃烧室内涡流变化的规律。由图可见,燃烧室凹坑边缘(图中测点 $\times$)的气流旋转速度在活塞接近上止点时与气缸内原有旋转气流相比有大幅度提高,这对于改善混合气形成与燃烧十分有利,而且带有缩口(或称挤流口)的燃烧室对于涡流的加速有



一定的推迟作用(图中虚线),但却能使涡流在上止点后的膨胀过程早期保持较长的时间,从而有利于中后期的燃烧。

燃烧室内的气体旋转运动的功能主要有两方面:一是有助于燃油在燃烧室内的均匀分布(图 2-9a),通常认为,在整个喷射持续期 τ_j (s) 或持续角 $\Delta\phi_j$ ($^{\circ}\text{CA}$) 内,燃烧室内的空气正好以转过两个喷注之间的夹角为宜,为此可以定义出第一种涡流比,即理论涡流比 Ω_E , 即

$$\Omega_E = \frac{n_c}{n} = \frac{360}{z} \frac{1}{\Delta\phi_j} \quad (2-13)$$

式中 n_c ——旋转气流在燃烧室中的转速(r/min);

n ——柴油机转速(r/min);

z ——喷孔数。

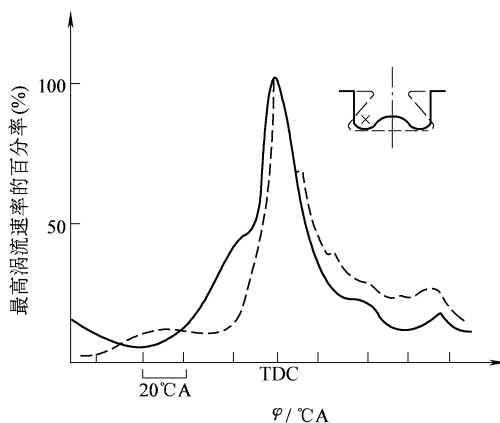


图 2-12 涡流旋转速率随曲轴转角的变化($n = 1000\text{r/min}$)

——不带缩口的 ω 形燃烧室 ----带缩口的 ω 形燃烧室 x 测点位置

假定喷油持续角为 30°CA , 则对于 4 孔、6 孔、8 孔的喷油嘴, 其理论涡流比应分别为 3、2 和 1.5。这些数据所以有一定的参考价值, 是因为进气涡流在大幅度衰减以后, 又在进入燃烧室后得到增强, 其旋转速度与螺旋气道给出的初期进气涡流速度相差不是很大, 而且可以看出, 随着喷孔数的增加, 对进气涡流强度的要求可以降低。但 n_c 毕竟不是常数, 它随时间与所在圆周半径而变, 因此式(2-13)还是很粗糙的表示方式, 它只是反映了涡流旋转速度的综合效应对于喷注偏转的大致影响。有些作者认为, 式(2-13)中的 $\Delta\phi_j$ 应以着火滞后角(将在 2.2.4 节中介绍)表示, 也有的认为上式分子中的 360° 圆周应减去 z 个喷注所占有的角度, 这样算出来的理论涡流比要高很多, 但所有这些假定均含有不少未知因素, 因而也只有参考价值以及与本身对比的意义。

燃烧室内气流旋转效应的第二种功能是引发缸内的热力混合效应。有关缸内旋转气流的性质一直是许多学者探讨和争论的议题, 有刚体涡流(强迫涡流)说、势涡流(自由涡流)说以及混合涡流说(即两者兼有或介于两者之间)等, 众说纷纭。但近年来大量试验证明, 气缸内燃烧室凹坑中的旋转涡流形态是一种复杂且瞬时变化着的混合涡流, 它受到多种因素的影响, 很难用统一的模式确切表达。在多数情况下, 缸内或燃烧室内的涡流切向速度 c_t 的大致分布情况如图 2-13a 所示, 图中 OA 表示的涡核部分(即以气缸中心向外延伸至气缸或燃烧室半径 R 的 0.7 倍左右)接近刚体旋转运动, 从涡核向涡流外围, 则逐渐转变为势涡流, 图中 AB 段变化较平缓, 至 BC 段因受边界层的滞留影响, 流速迅速下降, 为此可以采用以下经验公式加以估算:

$$c_t = r\omega \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^n \right] \quad (2-14)$$

式中 $\omega = \frac{\pi}{30} n_c$ ——涡核处相当于刚体涡流的角速度;

r ——计算点离气缸中心的径向距离;

$R = D/2$ ——气缸或燃烧室凹坑的半径；

n ——常数，视柴油机结构与运转条件而异，需由试验确定或按经验选取。

对于一台缸径为 90mm ($R = 45\text{mm}$) 的小缸径柴油机，用式(2-14)计算和在稳流试验装置上测量所得的 c_t-r 曲线比较如图 2-13b 所示，计算时取 $n = 7.0$ ，试验时装置中用限流孔板来模拟活塞在气缸中的运动。

旋转着的空气构成一定的离心力场，一旦燃油着火便能产生强烈的热力混合效应，其机理简述如下：在旋转介质形成的离心力场中的任一质点 A，不论是尚未蒸发与燃烧的油滴以及空气或已燃气体，它们除沿着气流方向旋转以外，在半径方向必然同时受到向外的离心力与径向压力差的双重作用，不言而喻，离心力总是指向燃烧室外围，而径向压力差则是指向燃烧室中心，这是因为在离心力的作用下，燃烧室周边的压力总是大于中心压力的缘故。设该点的质量为 m ，容积为 V ，则密度为 $\rho' = \frac{m}{V}$ ，再设旋转介质的密度为 ρ ，

该质点距燃烧室中心的距离为 r ，切向速度为 c_t ，因此在略去重力的作用后，该质点在离心力场中沿半径方向的运动的微分方程式为

$$m \frac{d^2 r}{dt^2} = m \frac{c_t^2}{r} - V \frac{dp}{dr} \quad (2-15)$$

式中，右边第一项 $m \frac{c_t^2}{r}$ 为质点所受的离心力，第二项 $V \frac{dp}{dr}$ 为质点所受的径向压力差，其中 $\frac{dp}{dr}$ 为单位体积所受的压力差。

20 世纪 50 年代末，奥地利的毕辛格教授 (A. & F. Pishinger) 曾以涡流运动为势涡流 (这时，涡流场中任一点切向速度 $c_t = c_{t0} \frac{r_0}{r}$, c_{t0} 为 $r = r_0$ 时该点的切向速度)，作为基础导出了微分方程式(2-15)的解析解 (推导过程略)，并用试验 (缸内高速摄影) 加以验证，得出以下结论 (图 2-14)：

(1) 当某质点 A 的密度 ρ' 大于介质密度 ρ ($\rho' > \rho$) 时，则该质点以极坐标形式表示的运动轨迹数学表达式为

$$r = \frac{r_a}{\cos \left(\varphi \sqrt{1 - \frac{\rho}{\rho'}} \right)} \quad (2-16)$$

式中， r_a 为该质点起始位置距燃烧室中心的距离。以上情况相当于油滴在空气或空气与燃气的混合气中的运动，因为这时的 $\rho' \gg \rho$ (燃油的 ρ' 约为空气的 400 倍)，质点的运动轨迹为各种不同的渐扩螺旋线，其原因是大于介质密度的质点，受到的向外离心力要比向内的

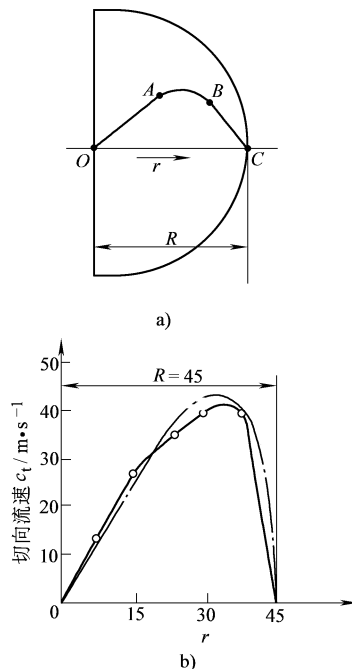


图 2-13 旋转涡流切向速度沿气缸半径的分布图

a) 缸内涡流切向速度 c_t 的分布特性 b) 按式 (2-14) 计算的 c_t-r 曲线与实测值的比较
实线—实测值 点划线—计算值
 R —气缸半径

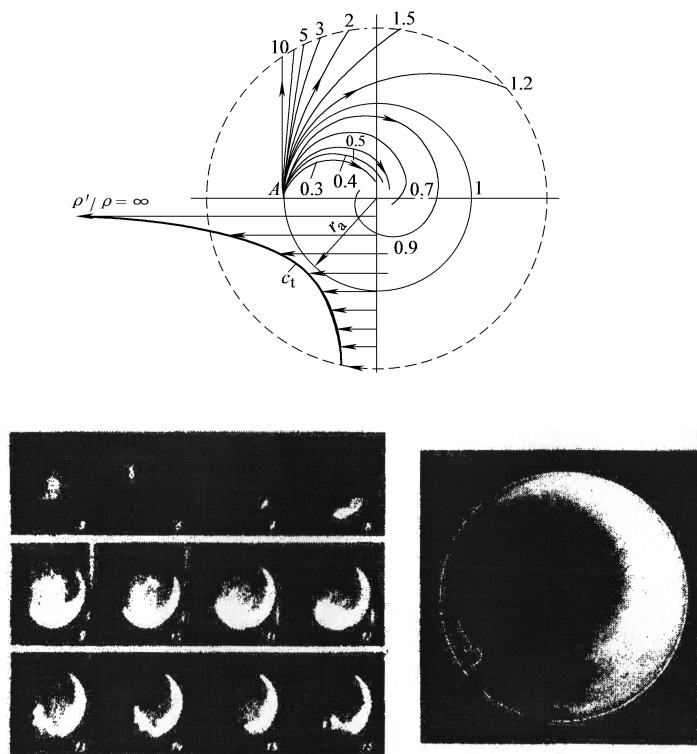


图 2-14 计算所示的质点在势涡流中的运动轨迹与高速摄影所示的火焰传播图

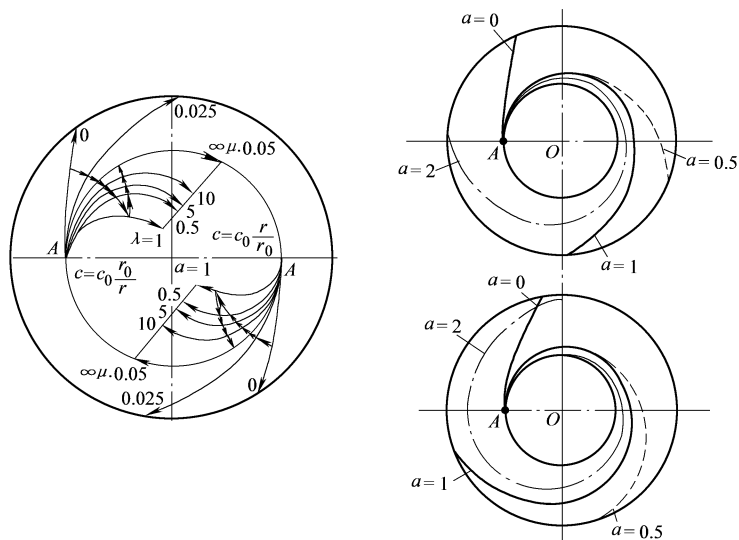


图 2-15 质点在势涡流中的运动轨迹(右上)和刚体涡流中运动轨迹(右下)的比较
径向压力大, 当 $\rho'/\rho \gg 1$ 时, 由于向外的离心力作用要大得多, 其渐扩螺旋线接近于直线。
(2) 当质点的密度 ρ' 小于介质密度 ρ ($\rho' < \rho$) 时, 则有

$$r = \frac{r_a}{\cosh\left(\varphi \sqrt{\frac{\rho}{\rho'} - 1}\right)} \quad (2-17)$$

式中, 分母 $\cosh\left(\varphi\sqrt{\frac{\rho}{\rho'}-1}\right)$ 为双曲余弦函数。以上情况相当于已燃高温气体、高温火

焰在空气或空气与燃气混合气的运动, 这时 $\rho' < \rho$, $\sqrt{\frac{\rho}{\rho'}-1} > 0$ (高温燃气的 ρ' 约为空气的 0.3 倍), 质点的运动轨迹为各种不同的渐缩螺旋线, 其原因是对于密度小于空气的质点所受的力中, 由周边与中心之间的压差所引起的向心力起主导地位, 当 ρ'/ρ 接近于零时, 质点 A 几乎以直线形式沿径向飞向涡流中心。

(3) 当质点 ρ' 等于介质密度 $\rho(\rho' = \rho)$ 时, $r = r_a$, 质点做圆周运动, 这相当于纯空气的旋转运动。

进一步的研究表明, 对于刚体涡流(这时 $c_t = c_{t0} \frac{r}{r_0}$), 同样可以导出:

当 $\rho' > \rho$ 时

$$r = r_a \cosh\left(\varphi\sqrt{1 - \frac{\rho}{\rho'}}\right) \quad (2-18)$$

当 $\rho' < \rho$ 时

$$r = r_a \cos\left(\varphi\sqrt{\frac{\rho}{\rho'} - 1}\right) \quad (2-19)$$

当 $\rho' = \rho$ 时, $r = r_a$

质点 A 运动轨迹的趋势与势涡流情况大体相同(图 2-15), 图中左图的左上方和右边的上图为势涡流; 左图的右下方和右边的下图为刚体涡流。

由式(2-16) ~ 式(2-19)以及图 2-14 与图 2-15 可见, 不论缸内的旋转气流是势涡流、刚性涡流或是如图 2-14 所示的混合涡流, 都会因燃烧室内空气的旋转运动产生剧烈的热力混合效应, 将火焰与已燃气体卷向燃烧室中心, 又将中心部分的新鲜空气与油滴挤向外壁, 从而大大促进了柴油机缸内混合气的形成与燃烧。

从以上分析可知, 适当增加进气涡流对于柴油机, 特别是缸径较小的直喷式柴油机的混合气的形成与燃烧是有利的。但是进气涡流也不应过分增加, 否则会导致柴油机充量系数下降(由于螺旋进气道会产生较大的进气阻力), 因此适当控制进气涡流强度是实现油、气、燃烧室合理匹配的一个关键。为此, 在产品设计与性能开发阶段, 即应对柴油机的进气系统, 特别是产生进气涡流的螺旋进气道进行先期研究和对比试验, 以便在兼顾充量系数与涡流强度两方面综合要求的前提下, 初步确定螺旋进气道的结构与尺寸。通常, 这项工作是在稳流气道试验台上进行的, 虽然这与柴油机实际工作情况有一定的差别, 但由于试验装置比较简单(不像在拖动的柴油机上测量缸内气流那样复杂), 试验过程简便、快捷, 修改方案也省工、省时(不要等到整个样机制造出来以后再有较大的返工), 因而实用性较强, 目前已发展成为开发直喷式柴油机进气系统的通用测试手段。

图 2-16a 即为稳流气道试验台的结构简图。试验时, 将试验气道(或整个气缸盖)1 置于内径与柴油机缸径 D 相同的模拟气缸筒 2 上, 用鼓风机 8 进行抽风, 以稳压箱 7 保持流动稳定, 改变气缸盖上汽门的升程, 用流量调节阀 9 保持气道流动压力降的 Δp_1 恒定(一般采用等压差法, 即保持流经气道与气门的压力降 Δp_1 为常数进行测量), 通常对于 $D > 100\text{mm}$ 的柴油机, 取 $\Delta p_1 = 2.5\text{kPa}$ 或 250mm 水柱, 对于 $D < 100\text{mm}$ 的柴油机, 可以取较大压差, 如 $\Delta p_1 = 3.0 \sim 3.5\text{kPa}$, 用孔板流量计 6 测量气体的体积流量 $Q(\text{m}^3/\text{s})$, 早期的气道试验台用叶片风速仪 3 测量进气涡流转

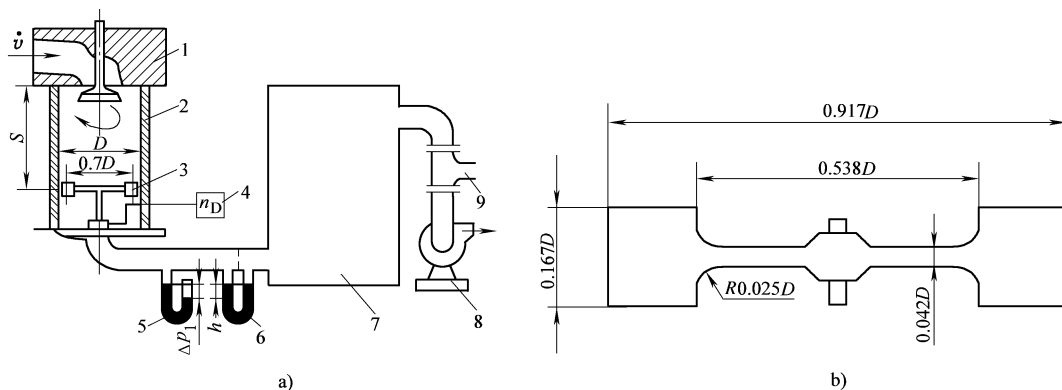


图 2-16 气道稳流试验台(用风速仪测量涡流转速)

a) 试验装置 b) 风速仪叶片尺寸

1—气缸盖及试验气道 2—模拟气缸筒 3—叶片风速仪叶片 4—叶片风速仪计数器

5—压差计 6—孔板流量计 7—稳压箱 8—鼓风机 9—流量调节阀

速, 风速仪叶片装在离缸头底面 $1.5D$ 距离处, 推荐的叶片尺寸如图 2-16b 所示。

过去人们曾认为当叶片做得十分轻巧时, 它的旋转应当与气流同步, 即叶片的转速 n_D 就代表涡流的转速, 但是实际上 n_D 受到叶片形状、尺寸、叶片数、叶片距离气缸壁之间的间隙、轴承的摩擦力以及安装位置等一系列因素的影响, 因而测量的误差较大, 近来已改为采用角动量测矩仪, 或简称涡流动量仪来测量涡流的强度。涡流动量仪的感应元件是布满许多直孔(呈蜂窝状)的圆盘式扭矩仪, 当旋转气流通过小孔流出时, 气流中的切向流动分量全部被蜂窝圆盘吸收, 只留下沿气缸轴线的流动分量(这个现象就如同气流被“梳直”了一样), 根据动量矩守恒定律, 按照蜂窝圆盘旋转一定角度所读出的扭矩值, 就反应了气缸内气流的动量矩流率, 也就是比较真实的涡流强度, 采用涡流动量仪并配有数据采集系统的气道台装置简图及动量仪的工作原理如图 2-17 所示。

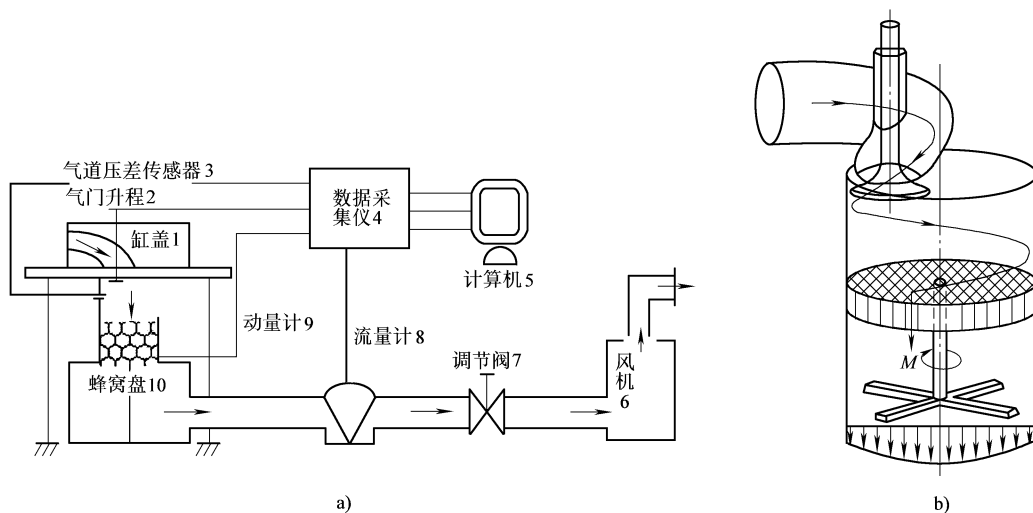


图 2-17 用涡流动量仪测量涡流强度的稳流试验台简图

a) 装置简图 b) 涡流动量仪工作原理

前已说明, 利用稳流试验台模拟柴油机工作情况主要目的是开发出在保证足够进气涡流强度的条件下, 保持最大进气能力(即在等压差试验条件下得到尽可能大的进气流量 Q 或在等流量试验条件下尽可能减少进气阻力, 即得到尽可能小的 Δp_1) 的进气道。为此, 需要根据试验结果, 计算出表征上述两方面性能的评价参数, 通常, 对于涡流强度可以采用涡流比 Ω 即涡流旋转速度与柴油机在相应测试工况下的当量转速之比, 对于充气能力则以流通系数 C_F 来表示。

在采用叶片式风速仪的稳流试验台中, 由于叶片转速 n_D (r/min) 是在模拟气缸内测得的, 故定义为第二种涡流比 Ω_D 以示与式(2-13)表示的理论涡流比 Ω_E 有所区别:

$$\Omega_D = \frac{n_D}{n} \quad (2-20)$$

式中, 分母中的 n 即为柴油机的当量转速 (r/min), 它是根据按空气流量 Q (m^3/s) 计算出的模拟气缸内气体沿气缸轴线方向的平均流速 u_0 (m/s) 等于活塞平均速度 c_m (m/s) 时推导出来的一个假想转速。

由于 $c_m = Sn/30$ (S 为活塞行程, 单位为 m), $u_0 = Q / \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right)$ (D 为气缸直径, 单位为 m), 令两者相等, 并考虑到柴油机单缸工作容积 $V_h = \frac{\pi}{4} D^2 S$ (单位为 m^3), 化简后可得 $n = \frac{30Q}{V_h}$, 于是有

$$\Omega_D = \frac{n_D}{n} = \frac{n_D V_h}{30Q} \quad (2-21)$$

前已说明, 采用涡流动量仪测得的涡流强度要比用叶片风速仪测得的结果更为精确, 但涡流动量仪反映出来的是力矩 M ($\text{N} \cdot \text{m}$) 读数, 为了便于对比, 在假定模拟气缸内气流为刚性涡流 ($\omega = \text{const}$) 和气缸横截面各点气流轴向速度均匀 ($u_0 = \text{const}$), 并认为旋转气体的动量矩完全被涡流动量仪吸收转为力矩 M 的前提下, 可以导出其相应的涡流比, 即第三种涡流比 Ω_M 为

$$\Omega_M = \frac{2MS}{\rho Q^2} \quad (2-22)$$

式中 M ——涡流动量仪的读数 ($\text{N} \cdot \text{m}$);

S ——活塞的行程 (m);

Q ——空气的体积流量 (m^3/s);

ρ ——模拟气缸中的空气密度, 应根据测量时外界大气压力 p_0 , 试验台上保持的压力降 Δp_1 和测得的流动气体温度 t_1 求取。这时若认为空气为理想气体, 则可根据气体状态方程 $pV = RT$, 求得模拟气缸内气体密度, 即

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{p}{RT} = \frac{(p_0 - \Delta p_1)}{R(273 + t_1)} \quad (2-23)$$

式中, $R = 287.10 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 为气体常数。

由于采用涡流动量仪比叶片风速仪能够更好地反应缸内涡流的强度, 故一般求得的 $\Omega_M > \Omega_D$, 两者之间的换算可以采用以下经验公式:

$$\Omega_M = \Omega_D^{1.353} \quad (2-24)$$

不论采用何种稳流试验台 (叶片式风速仪或涡流动量仪), 评定充气能力或进气系统阻力的参数都是相同的, 即前已提及的流通系数 C_F , 其定义为试验台上测得的空气的实际质

量流量 $\dot{m}$ (单位为 kg/s) 与根据气门喉口尺寸计算的理论流量 $\dot{m}_{\text{th}}$ 之比, 另外

$$C_F = \mu\sigma = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{th}}} \quad (2-25)$$

式中, $\dot{m} = \rho Q$ (Q 为实测的空气体积流量, 单位为 m^3/s ; ρ 为气道出口处的空气密度, 认为与式(2-23)表示的模拟气缸内空气密度相同), 即

$$\dot{m}_{\text{th}} = \rho f' \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho_m}} \quad (2-26)$$

式中 $\rho_m = \frac{\rho + \rho_0}{2}$ ——流经气道进、出口气体的平均密度;

$\rho_0 = \frac{p_0}{R(273 + t_1)}$ ——气道进口处的气体密度;

$f' = \frac{\pi}{4} d_v^2$ ——按气门座内径计算的流通面积;

d_v ——气门座内径。

由于试验台进气道中还装有进气门, 因此 C_F 反应的流动阻力中含有两部分, 其中 $\mu = \frac{C_F}{\sigma}$ 为气道的流量系数, $\sigma = \frac{f}{f'}$, 则反应由于气门存在而使按气门座流动面积 f' 减少的系数, 称为阻隔系数 (f 为气门升程为 h 时在气门与气门座之间形成的锥面通过面积, $f = \pi(d_v + h \sin \theta \cos \theta) h \cos \theta$, θ 为气门密封座面斜角), 但在综合考虑进气系统流通能力进行气道本身的对比试验时, 可以不必分开考虑, 因为对于给定的气门机构 $\sigma = f(h)$ 的规律总是不变的。

以上在测取 Ω_D 、 Ω_M 或 C_F 时, 均为将气门升程调定某一位置时求得的, 由于实际柴油机气门是不断启闭的, 因此, 在稳流试验台上也应模拟实际工况测取气门各个升程下的涡流比和流通系数。为了能进行综合评价, 除了可以绘制出 $\Omega - h$ 或 $C_F - h$ 曲线(图 2-18)以外, 也可以采用反应其平均效应的综合评价指标。这类指标形式很多, 国外著名技术咨询公司(如 Ricardo、AVL、FEV 等)均有各自推荐的公式, 目前国内应用最广的是 Ricardo 公司的涡流比 R_S 和平均流通系数 $\bar{C}_F$, 即

$$R_S = \frac{L_D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} N_F(\mu\sigma) d\varphi}{\left[\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\mu\sigma) d\varphi \right]^2} \quad (2-27)$$

$$\bar{C}_F = \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (C_F) d\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1} \quad (2-28)$$

式中, L_D 为柴油机的形状系数, $L_D = \frac{DS}{\pi d_v^2}$ (其中, D 、 S 分别为柴油机的缸径与行程, d_v 为气门

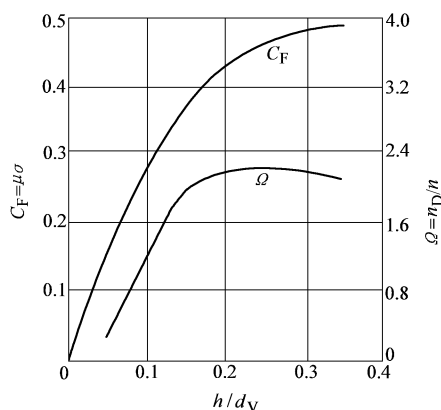


图 2-18 涡流比 Ω 与流通系数 C_F 随气门升程 h 的变化关系

座内径), φ_1 和 φ_2 为进气门开启和关闭时的曲轴转角, $\varphi_2 - \varphi_1 = 180^\circ + \text{进气早开角} + \text{进气迟闭角}$ 。

N_F 为无因次涡流值, 即

$$N_F = \frac{\omega_D D}{v_0} = \frac{\pi n_D D}{30 v_0} \quad (2-29)$$

式中, $\omega_D = \frac{\pi n_D}{30}$ 为气流旋转角速度; D 为气缸直径; v_0 为气流流经气门时的速度, 即

$$v_0 = \frac{Q}{f'} = \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho_m}} \quad (2-30)$$

$f' = \frac{\pi}{4} d_v^2$ 为气门座流通面积, 将以上关系与式(2-21)所示的 Ω_D 或式(2-22)所示的 Ω_M 代入式(2-29), 并经转换可得

$$N_F = \pi \left(\frac{d_v^2}{DS} \right) \Omega_D \quad (\text{对于叶片式风速仪}) \quad (2-31)$$

$$\text{或 } N_F = \pi \left(\frac{d_v^2}{DS} \right) \Omega_M \quad (\text{对于涡流动量仪}) \quad (2-32)$$

将式(2-31)和式(2-32)代入式(2-27)后可得

$$R_s = \frac{\pi \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \Omega_D (\mu\sigma)^2 d\varphi}{\left[\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\mu\sigma) d\varphi \right]^2} \quad (2-33)$$

$$\text{或 } R_s = \frac{\pi \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \Omega_M (\mu\sigma)^2 d\varphi}{\left[\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\mu\sigma) d\varphi \right]^2} \quad (2-34)$$

由此可见, Ricardo 涡流比实质上是在整个进气过程中涡流比的有效平均值, 它也是在假定缸内气流为刚体涡流的条件下根据进气终了时缸内空气的角动量等于进气过程中各瞬间角动量之和的这一原理推导出来, 再加以平均所得的结果。因此, 它和式(2-28)所示的平均有效流通系数 $\bar{C}_F$ 一道, 比较适合用于综合评价进气道在产生进气涡流与保持充量系数方面的能力。

但是, 由于稳流气道试验台的模拟条件与实际柴油机进气过程差别很大, 因此不论是采用以上何种参数均不能完全真实反映柴油机中旋转气流的运动情况, 它们只有自身相对比较的价值, 最终的效果还应由柴油机的性能作出评价。不过, 实践也证明两者之间存在一定的对应关系, 例如在稳流试验台上测得的涡流比越高, 则压缩终点燃烧室内的涡流也越强, 试验台上测得的 C_F 值越高, 则柴油机的充量系数也越大。因此, 这种采用稳流试验台进行的测试方式在柴油机的研发阶段, 特别是在进气道的研制过程中, 仍不失为一种简便有效的试验手段, 特别是对带有深坑形燃烧室的中小型直喷柴油机的研发工作十分有用。

此外还应指出, 柴油机转速变化时对于涡流比的要求也不相同, 高速工况下要求较低的涡流比, 低速工况下要求较高的涡流比。这是因为, 在低速工况下, 同样的喷油持续时间(或着火延迟时间)所占的曲轴转角较小, 见式(2-13)所示的理论涡流比, 若这时转速减为原来的 $1/2$, 则按曲轴转角计的喷油持续角 $\Delta\phi_j$ 或着火滞后角亦减少为原来的 $1/2$, Ω_E 将增

加一倍,因此实际上想要同时兼顾高、低速工况以满足最佳涡流比的要求不仅十分困难,甚至是根本不可能的(若照顾高速工况,低速时涡流比将过低,反之,高速时涡流比过高),为了解决这个矛盾,人们除了尝试在进气系统设计方面采取特殊的补救措施外(如在四气门方案中,采用两个进气道,一个为螺旋气道,一个为普通气道,在高速工况下两个气道同时开启,在低速工况下,关闭普通气道,仅保持螺旋气道开启,以增加涡流强度),也逐步认识到适当减少涡流强度,并用燃油高压喷射提供混合气形成所需的主要能量乃是更为可取的解决方案,这样不仅有利于减少进气阻力,提高柴油机的充气效率,而且也能解决高低速工况下涡流强度难以协调的矛盾。这就是目前在中小型直喷式柴油机设计中对涡流比要求有所降低,而对喷油压力要求反而大幅提高的一个重要原因。

2. 挤流

前已说明,在直喷式柴油机,特别是带深坑形燃烧室的柴油机中,在压缩过程中,当活塞接近上止点时,活塞顶部上部环形空间的空气会被挤入活塞顶部凹坑内,产生挤流(图 2-19a),当活塞下行时,燃烧室中的气体向外流回环形空间,产生逆向挤流(图 2-19b),实际上因为有进气涡流的存在,挤流是呈螺旋形地被挤入活塞顶的凹坑的,到逆向挤流阶段又伴随着燃油开始燃烧形成的强烈湍流,情况十分复杂。但不论怎样,挤流效应不仅有助于促进混合气形成与燃烧(压缩时的正向挤流有助于燃油在燃烧室中的均匀分布,膨胀时的逆向挤流有助于可燃混合气从燃烧室中流出,使其进一步与气缸中的空气混合与燃烧,因此对于改善柴油机后期的燃烧过程与降低排放十分有利),而且不像进气涡流那样对于柴油机充气性能产生不利影响,这就是为什么在中小功率柴油机燃烧室设计中,十分注意利用挤流效应(如采用带缩口的 ω 形燃烧室)的原因。

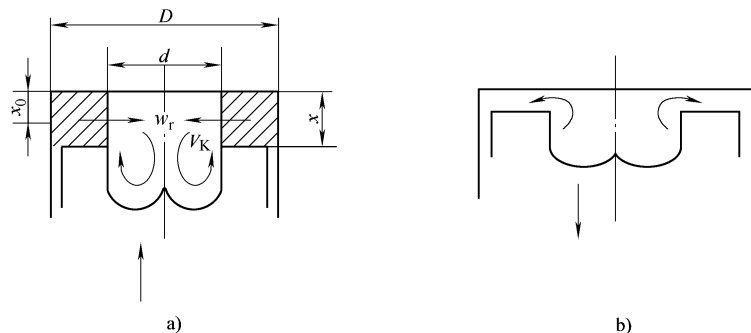


图 2-19 直喷式柴油机的挤气效应

a) 正向挤流 b) 逆向挤流

在分析与估算挤流效应时,为了简单起见,不考虑气流的旋转运动,也忽略空气的粘性 with 传热,采用如图 2-19a 所示的符号,即 D 为气缸直径, d 为燃烧室开口直径, x 为活塞顶至气缸盖底面的距离, x_0 为活塞位于上止点时的顶部余隙。当活塞上行时,顶部环形空间 $V_r = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)x$ 中的空气,将沿径向从四周以流速 w_r 流向气缸中央并被挤入燃烧室中,设燃烧室的容积为 V_k ,则活塞顶部的整个燃烧室容积为 $V = \frac{\pi}{4}D^2x + V_k$,再设空气密度为 ρ ,则整个燃烧室内的空气质量为 $M = V\rho$,环形空间 V_r 中的空气质量为 $M_r = V_r\rho$ 。

因为在压缩过程中, 整个燃烧室内的空气质量保持不变, 即有 $M = V\rho = \text{const}$, $dM = Vd\rho + \rho dV = 0$, 于是有

$$\frac{dV}{V} = -\frac{d\rho}{\rho} \quad (2-35)$$

环形空间 V_r 中的空气随着被挤入燃烧室凹坑而不断减少, 即有

$$dM_r = d(V_r \rho) = V_r d\rho + \rho dV_r \quad (2-36)$$

由于这个减小量是经过 $f = \pi dx$ 的圆柱面积以速度 w_r 流向气缸中央的, 故同时有

$$dM_r = f w_r \rho dt \quad (2-37)$$

式(2-36)与式(2-37)应当相等, 即

$$\begin{aligned} f w_r \rho dt &= V_r d\rho + \rho dV_r \\ f w_r dt &= V_r \frac{d\rho}{\rho} + dV_r \end{aligned} \quad (2-38)$$

将 $\frac{dV}{V} = -\frac{d\rho}{\rho}$ 代入式(2-38)后可得

$$w_r = \frac{1}{f} \left(\frac{dV_r}{dt} - \frac{V_r}{V} \frac{dV}{dt} \right) \quad (2-39)$$

再将关系式 $f = \pi dx$ 和按以下关系求得的 $\frac{dV}{dt}$ 和 $\frac{dV_r}{dt}$ 代入并化简后可得

$$\left. \begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} D^2 x + V_k, \quad \frac{dV}{dt} = \frac{\pi}{4} D^2 \frac{dx}{dt} \\ V_r &= \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) x, \quad \frac{dV_r}{dt} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{dx}{dt} \\ w_r &= \frac{D^2 - d^2}{4 dx} \left(\frac{V_k}{\frac{\pi}{4} D^2 x + V_k} \right) \frac{dx}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2-40)$$

由式可见, w_r 与燃烧室容积 V_k (或 V_k/V), 燃烧室开口 (或缩口) 直径 d (或 d/D) 以及活塞顶部与气缸盖底面距离 x 以及 dx/dt 有关, 其中 V_k 与 d 是在燃烧室设计时选定的结构参数, x 与 dx/dt 表示的是活塞的位移与速度规律, 其值随曲轴转角 φ 而变, 可根据曲柄连杆机构运动学求出, 例如 $x = x_0 + r \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\varphi}) \right]$, 这里, x_0 是活塞处于上止点时的余隙, r 是曲柄半径, $\lambda = \frac{r}{l}$ 是曲柄连杆比, l 是连杆长度。

如图 2-20 所示即为根据式(2-40)试算所得 w_r 随曲轴转角的变化关系 (计算时采用柴油机的压缩比 $\varepsilon = 13$, 燃烧室体积比 $V_k/V_c = 0.88$, 顶隙与活塞行程比 $x_0/S = 0.01$)。

由图 2-20 并参见式(2-40)可见, 正向挤流的速度 w_r 在上止点前 40° (-40°CA) 左右迅速增大, 在大约 -10°CA 时达到最大值, 然后迅速下降, 在上止点处通过零点转变为膨胀时的逆向挤流。 V_k 越大, d/D 越小, 活塞速度 dx/dt 越大, 挤流速度也越大, 至于 w_r 随活塞位移 x 的变化规律与曲轴转角相似 (按上述曲柄连杆的位移公式), 即起初随 x 的减小而增大, 当活塞达到上止点 (即 $\varphi = 0$, $x = x_0$ 和 $dx/dt = 0$) 时, 降为零值, 理论上 x_0 若等于零, 则 w_r 将为 ∞ , 这当然是不可能也是不允许的。但却说明减小顶部余隙 x_0 , 有利于增大挤流效应, 因此在设计柴油机燃烧室时, 要尽可能取比较小的 x_0 值 (对于中小型柴油机应控制在 1mm 左右)。同理, 燃

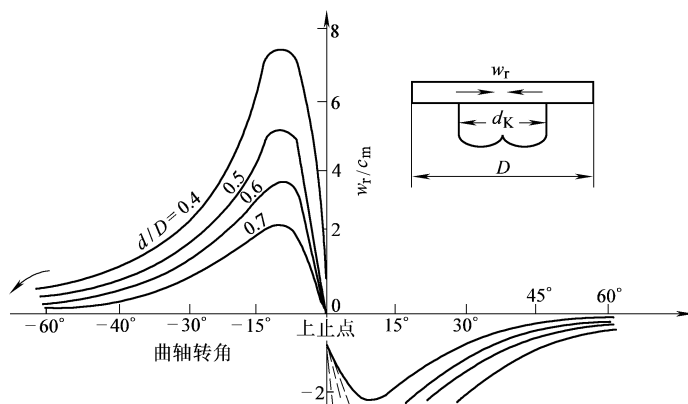


图 2-20 挤流速度随曲轴转角的变化关系

($\varepsilon = 13, V_k/V_c = 0.88, x_0/S = 0.01$)

烧室凹坑容积 V_k 应适当选得大一些 ($V_k/V_c = 0.75 \sim 0.85$, V_c 为压缩容积, 即活塞位于上止点时活塞顶面上的全部燃烧室容积), 而燃烧室缩口直径 d 则应相对小一些 ($d/D = 0.4 \sim 0.6$)。

3. 湍流

内燃机气缸中形成的无规则气流运动称为湍流, 它是一种不定常的气流运动。湍流可以分为两大类, 即气流流过固体表面时产生的壁面湍流和同一流体不同流速层之间产生的自由湍流, 内燃机中的湍流两者皆有, 但以后者为主, 它可以在进气过程中产生, 也可在压缩过程中利用燃烧室的某些特殊形状产生, 还可因燃烧而产生, 这一点在柴油机的扩散燃烧中表现得更为明显。由于湍流的不规则性与随机性, 因此只能用统计方法来描述湍流特性参数。同时由于它的测量与分析均比较困难, 虽经多年的研究, 但对其本质仍然没有完全认识清楚, 因此在缸内多维数值模拟的求解过程中, 对于其中的湍流现象的描述也是建立在基于不少假定的各种模型基础上的, 有些参数需由实验给出 (如 KIVA 程序中 $k-\varepsilon$ 双方程模型中的湍流耗散率 ε 即需由实验给出)。尽管如此, 人们利用湍流改进柴油机燃烧过程的努力始终没有停止。

分隔式燃烧室中的预燃室就是充分利用湍流的实例, 在直喷式柴油机中, 20 世纪 70 年代在我国盛行的四角形燃烧室, 以及此后在此基础上发展起来的日本小松 MTCC (Micro Turbulence Combustion Chamber) 等均是在这方面的成功典型。它们的特点都是利用燃烧室中的四角形转角部分产生与主要进气大涡流相反的小涡流, 由于大小涡流方向相反, 在交界处产生速度差, 从而引发湍流, 达到改进柴油机混合气形成与燃烧的目的。实际上, 不仅燃烧室的特殊结构, 就连前述的进气涡流与挤流均能引发湍流。由于湍流的剧烈扰动特性, 不断形成与消散的小涡又消耗一定能量, 因此它不仅具有使油气在分子尺度上迅速渗入的作用, 而且其能量耗散特性还对大标度的进气涡流起到调整与阻尼作用。例如, 柴油机加速时, 湍流强度也与大尺寸的涡流速度一同增加, 从而对高速工况的过强涡流起到一定的抑制作用。由此可见, 缸内的气流不仅相互叠加与补充, 同时也相互抵消与制约, 它们之间的综合作用以及燃油喷射和燃烧室之间的合理匹配是实现柴油机良好混合气与燃烧的重要保证。

2.2.4 柴油机的燃烧过程与放热规律

在柴油机中, 自压缩过程的末期燃油喷入气缸, 到排气门开启, 燃烧产物自气缸中排出

的整个燃烧、膨胀过程中，燃油在气缸内经历着极为复杂的物理-化学变化过程。由于柴油机燃烧过程时间的短暂且情况复杂，虽然经历了将近一个世纪的研究，但至今仍不能对其中许多细节问题给出明确的答案。以下只能就其着火现象、燃烧时的缸内压力与温度变化过程以及放热规律作一简要介绍。

1. 着火现象

燃油喷入燃烧室后，分散成许多细小油滴，其直径在 $2 \sim 20\mu\text{m}$ 的范围内。这些细小的油滴经过加热、蒸发、扩散与空气的混合等物理准备以及分解、氧化等化学准备阶段后，即自行着火燃烧。

如图 2-21 所示为一个油滴置于静止热空气中的着火情况的示意图。当油滴处于热空气中时，油滴受空气加热，温度升高，表面开始蒸发，并向四周扩散并与空气混合。经历一段时间后，油滴变小，在油滴外形成一层燃油与空气的混合气，接近油滴表面的混合气浓度最高，随着离开油滴表面距离 r 的增加，混合气的浓度逐渐降低(即过量空气系数 ϕ_a 不断增加,参见 ϕ_a - r 图)。试验表明，着火地点不在浓度较高的油粒表面附近，也不在远离油粒表面的稀混合气的地方，而是在离开油粒表面一定距离、混合气浓度适当且温度足够高的地方。也就是说，混合气的着火必须同时满足两个条件：第一，燃油蒸汽与空气的比例要在着火界限之内，混合气过浓(氧分子过少)与过稀(燃料分子过少)，均会因氧化反应速率太低而不能着火，柴油机燃烧室内极限的着火界限为 $\phi_a = 0.3 \sim 1.5$ ，比较易于着火的混合气浓度在 $\phi_a = 0.7$ 左右。第二，可燃混合气必须被加热到超过燃油的着火温度(见 2.1 节)以上，为此凡有利于热量由热空气向油滴传递的因素，均有利于促进油滴周围燃油蒸汽与空气的混合气的着火。图 2-21 上标注了符合上述两项条件的着火界限与着火范围，但是它们也不是一成不变的，会受环境条件的一定影响，如温度升高，分子运动速率增加，着火界限会稍许扩大，压力升高，燃油的着火温度会略有下降，等等。

油滴在相对运动的高速气流中的蒸发与着火区域则如图 2-22 所示，对比图中左右两个油滴可见，增加喷油压力，油滴与空气之间的相对速度会增加，从而增加热量由空气向油滴的

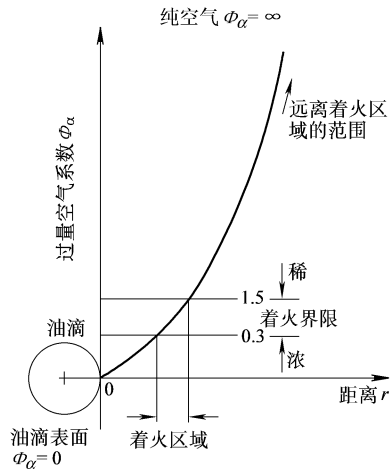


图 2-21 单个油滴在静止热空气中的着火范围

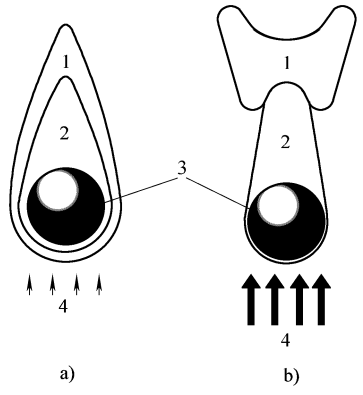


图 2-22 单个油滴在相对运动气流中的着火区域
a) 相对气流速度较低 b) 相对气流速度较高
1—反应区 2—燃油蒸汽区 3—油滴 4—气流

传递, 促进燃油蒸发, 有利于混合气的着火, 提高缸内气流速度(涡流、挤流与湍流等), 也会产生类似的效果。

在实际的柴油机中, 燃油着火比上述情况复杂。因为燃油喷入气缸后分散成大小不同的一群油滴, 油粒与空气有相对运动, 而气缸中各点温度也有所差别, 虽然每个油滴都要经历蒸发、混合及氧化等物理-化学准备阶段, 但准备的时间各有长短, 而且相邻油滴形成的混合气区域相互干扰、相互渗透。高速摄影表明, 燃油喷入燃烧室后, 着火区域不在喷注外围油滴最小的区域(这里混合气过稀), 也不在喷注核心的油滴密集部分(这里混合气过浓), 而是在油束核心与外围之间混合气浓度和温度适当的地方。由于在气缸中达到上述着火条件的地方不止一个, 因此开始着火的火核, 一般也有好几处, 同时由于柴油机各个循环中喷油情况与温度状况不可能完全相同, 从而使各个循环的火核形成地点也不一定相同。图 2-23 所示为燃油喷入有旋转气流的燃油喷注的燃烧机理, 其着火核心多半发生在顺气流下风方向的喷注边缘处, 因为这里的混合气浓度与温度比其他地方更符合着火条件。

2. 燃烧阶段的划分

对于柴油机的燃烧过程, 可用各种不同方法进行研究, 如高速摄影, 光谱分析, 采样分析等。但最简便、应用最多的方法是从示功图上分析燃烧过程。因为燃油着火后, 气缸中压力和温度不断升高, 它们就是反映燃烧进行情况的重要参数。柴油机燃烧室中展开的示功图($p-t$ 或 $p-\varphi$ 图)如图 2-24 所示, 曲线 $ABCDE$ 表示气缸中进行正常燃烧的压力曲线, ABF 表示气缸内不进行燃烧时的纯压缩膨胀曲线, 图中还画出了喷油器针阀的升程曲线。根据燃烧过程进行的特征, 按上述示功图曲线, 将原本连续进行的燃烧过程划分为以下四个阶段:

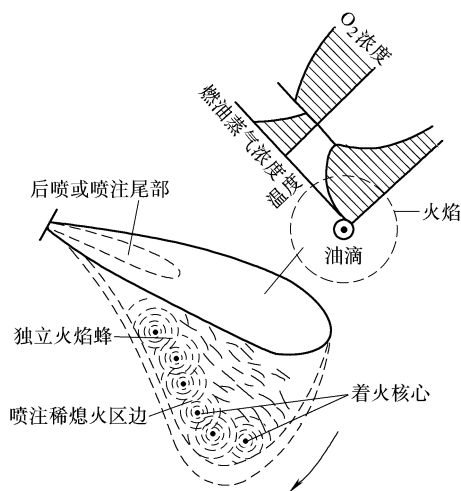


图 2-23 喷入旋转气流的燃油喷注的燃烧机理

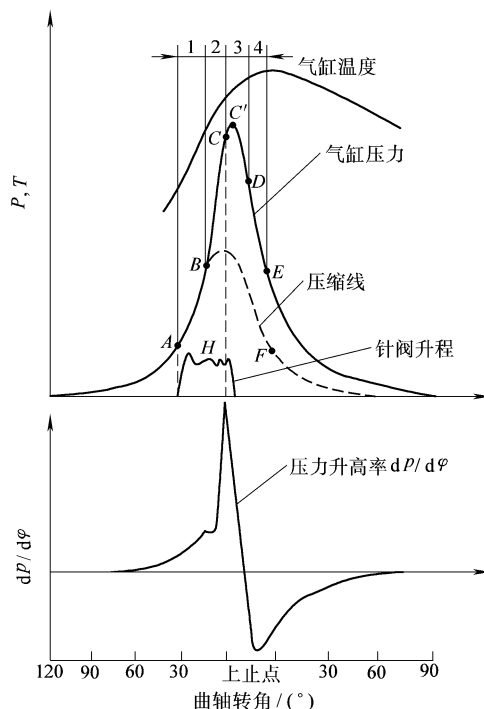


图 2-24 柴油机燃烧阶段的划分

第一阶段,滞燃期(AB 段):压缩过程末期,在上止点前 A 点喷油器针阀开启,向气缸喷入燃油,这时气缸中空气温度高达 600°C 左右,远远高于柴油在当时压力下的自燃温度,但燃油并不马上着火,而是稍有滞后,即到 B 点才开始着火燃烧,并伴随着压力的急剧升高,气缸中的压力曲线就与纯压缩曲线分离。从喷油开始(A 点)到压力开始急剧升高时(B 点)为止,这一段时间称为滞燃期,或称着火滞后期。在滞燃期内,喷入气缸的燃油经历一系列物理-化学变化过程,包括燃油的雾化、加热、蒸发、扩散与空气混合等物理准备阶段以及着火前的化学准备阶段。滞燃期通常以时间 τ_i 或曲轴转角 φ_i 表示,即

$$\tau_i = \frac{60\varphi_i}{360n} = \frac{\varphi_i}{60n} \text{ s 或 } \frac{\varphi_i}{60n} \times 1000 \text{ ms} \quad (2-41)$$

研究表明,高速柴油机的 $\tau_i = 1 \sim 2 \text{ ms}$,若假定 $\tau_i = 1 \text{ ms}$,则当柴油机的转速分别为 2000 r/min 和 4000 r/min 时, φ_i 分别为 12°CA 和 24°CA ,在滞燃期中喷入气缸的燃油一般为整个循环喷油量的 $30\% \sim 40\%$ (高速机可以高达 50% 以上,低速机则为 20% 左右)。以下将要说明的是滞燃期受到多种因素,特别是缸内温度与压力的影响(随温度与压力升高而缩短),它的长短将直接反映在下一阶段的燃烧中,并对整个燃烧过程有重大影响。

第二阶段,急燃期(BC 段):图2-24中,压力急剧上升的 BC 段,称为急燃期,或称速燃期,这里 B 点即为压力急剧升高的起点,由于有压缩线和压力升高率曲线作为比较,易于确定, C 点为压力不再急剧升高点,即 $dp/d\varphi$ 开始减小的点,但一般难于确定(若有 $dp/d\varphi$ 曲线,可以根据其最大值确定 C 点位置),因此在多数文献中,将急燃期的终点定在最高压力点 C' ,即 $p = p_{\max}$, $dp/d\varphi = 0$ 处,但两者差别不大。在这一阶段中,由于滞燃期内喷入气缸的燃油几乎同时燃烧,随后喷入的燃油也因滞燃期大大缩短而迅速燃烧,故具有预混合燃烧中同步燃烧的特征,而且这时活塞正接近上止点,气缸容积处在较小的情况下,因此气缸中压力升高很快,即压力升高率 $dp/d\varphi$ 迅速增加(见图2-24中的 $dp/d\varphi$ 曲线)。通常用其最大值 $(dp/d\varphi)_{\max}$ 或在整个急燃期内的平均压力升高率 $\Delta p/\Delta\varphi$ 来表示压力升高的急剧程度。即

$$\frac{\Delta p}{\Delta\varphi} = \frac{p_C - p_B}{\varphi_C - \varphi_B} \quad (2-42)$$

压力升高率过小,固然影响柴油机的动力性与经济性能,但压力升高率过高,则柴油机工作粗暴,噪声增加,运动件受到的冲击载荷增大,致使机器的可靠性与寿命指标变差。

通常,平均压力升高率不宜超过 $0.4 \sim 0.6 \text{ MPa}/^{\circ}\text{CA}$,急燃期持续曲轴转角一般为 $12 \sim 20^{\circ}\text{CA}$,通常延续到上止点后 $5 \sim 8^{\circ}\text{CA}$ 结束。

在急燃期中,燃油(包括前面滞燃期内喷入的燃油)燃烧后发出的热量约占整个循环发热的 $40\% \sim 55\%$,从急燃期的后期开始,柴油机的燃烧即转变为扩散燃烧。

第三阶段,缓燃期(CD 段):缓燃期的范围定义为从第二阶段的终点 C 或 C' 到最高温度点 D (研究表明,气缸内最高温度均发生在最大压力之后),这一阶段中活塞虽已下行,但燃烧仍在容积不断增加的情况下剧烈进行,燃烧速率虽比急燃期要低,但仍保持相当的数值,从而使气缸压力保持不变或呈缓慢下降的趋势。

有些柴油机(主要是中低速柴油机)在缓燃期内燃油仍在继续喷射,如果所喷入的燃油是处在高温废气区域,则燃油得不到氧气,容易裂解而形成碳烟;如果燃油喷到有氧气的地方,则此时由于气缸中温度很高,化学反应很快,滞燃期很短,喷入燃油很快着火燃烧,但



如果氧气渗透不充分,过浓的混合气也容易裂解形成碳烟。因此,在缓燃期内加强空气运动,加速混合气形成,对保证混合气在上止点附近迅速和完全燃烧有重要作用。第三阶段结束时,燃气温度可高达 $1700 \sim 2000^{\circ}\text{C}$,最高温度一般在上止点后 $20 \sim 30^{\circ}\text{CA}$ 出现,因此整个缓燃期持续曲轴转角一般比急燃期略长一些,约为 $15 \sim 25^{\circ}\text{CA}$ 。在缓燃期结束后,燃油燃烧后发出的热量约占整个循环发热量的 $75\% \sim 85\%$,即喷入气缸的燃油已大部分燃烧完毕,因此缓燃期与前面的急燃期一道构成主燃期,或称主要放热期。

第四阶段,后燃期(DE 段):从缓燃期的终点 D 到燃油基本上燃烧完全时的 E 点为止,称为后燃期,或称补燃期。在柴油机中,由于燃烧时间很短,燃油和空气的混合又不均匀,总有一些燃油不能及时烧完,拖到膨胀线上继续燃烧。特别是在高速、高负荷时,由于空气量少,后燃现象比较严重,有时甚至一直继续到排气过程。在后燃期内,因活塞下行,燃油在气缸容积不断增加情况下放热,放出的热量不能得到有效利用,同时也增加了传给冷却水的热损失,使柴油机经济性下降。此外,后燃增加活塞组的热负荷并使排气温度增高,因此,应尽量使其减少。但后燃期的终点实际上也很难确定,一般认为当燃油燃烧后的放热量达到循环总量的 98% 左右,即可认为后燃期结束。

应当说明的是,整个燃烧过程实际上是一个连续多变的复杂过程,伴随着压力、温度以及缸内物质浓度与化学成分的急剧变化,故仅用示功图上的压力曲线与按状态方程计算或测量所得的温度作为依据进行阶段划分,并不十分严格,也不可能很精确,但却有助于我们对柴油机燃烧进行的过程有一个大致和定性的了解,对于燃烧过程的进一步分析,可以参见以下关于放热规律的介绍。

3. 滞燃期及其影响因素

前已提及,着火延迟现象,即滞燃期的长短是影响燃烧过程的重要因素,它对于柴油机的动力性、经济性以及环保性均有十分明显的影响。滞燃期太短,在滞燃期内喷入的燃料过少,会降低缸内爆发压力与燃气温度,不利于柴油机的动力性和经济性,也促使碳烟排放增加(因为大部分燃油将喷入炽热气体,易于使燃油中的碳氢分子的裂解,而产生碳烟),但滞燃期太长,则在滞燃期内喷入燃烧室中的燃油过多,在着火前形成的可燃混合气也多,这些预混合燃油在第二阶段中几乎同时燃烧,使最高燃烧压力和压力升高率陡增,使运动零件受到强烈的冲击负荷,导致柴油机运转粗暴,影响机器的可靠性与使用寿命,并使噪声增大。此外由于燃烧时缸内温度过高,致使 NO_x 排放增大。如果滞燃期过长,在滞燃期内已将燃油全部喷入,则随后的燃烧就难以控制,柴油机在高速时有可能产生这种情况。因此,控制适当的滞燃期,是柴油机燃烧过程优化的一个十分重要环节。但目前总的趋势,是以适当的缩短滞燃期为宜。

围绕着柴油机的滞燃期,即着火滞后期的确定,不少学者先后进行了大量研究工作,并提出了不少计算方法,综合各种计算公式,可以将滞燃期 τ_i 表达为

$$\tau_i = \tau_{ph} + \tau_{ch} = A + Cp^{-n}e^{\frac{B}{T}} \quad (2-43)$$

即滞燃期由物理滞燃期 τ_{ph} 和化学滞燃期 τ_{ch} 两部分组成。

物理滞燃期是指燃油雾化,蒸发、形成着火所需浓度的可燃混合气并将其加热至着火温度所需的时间,它可以根据传热学理论,分别计算油滴加热到燃油着火温度和使液体全部蒸发为燃油蒸汽所需时间,再相加而得,但由于计算公式繁琐,且不可能十分精确,故在式

(2-43)中作为常数处理,通常 $\tau_{ph} = A = 0.1 \sim 0.2 \text{ ms}$ 。

化学滞燃期是指可燃混合气达到着火温度后至真正着火之间所需的焰前反应时间,包括燃油中重馏分和高分子的裂解,中间产物与活化中心形成,由冷焰发展为热焰的诱导过程所需的时间,等等。它是由式(2-43)中右边第二项 $\tau_{ch} = Cp^{-n}e^{\frac{B}{T}}$ 表示,这实际上就是化学反应动力学阿累尼乌斯(Arrhenius)定律中利用活化能 E (分子运动与碰撞过程中能引起化学反应的最低能量)的概念所表示的温度 T 对化学反应速率的影响(化学反应速率与温度成倍增关系)的关系式,再增加压力 p 的影响而提出的计算滞燃期的经验公式,式中 n 和 $B = E/R$ [$R = 8.315 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ 为通用气体常数]分别为反应压力(分子碰撞次数)与温度(分子运动时的动能)影响的指数, C 为常数,它们均应由实验确定,例如,在许多文献中常引用的著名的沃尔夫(Wolf)公式,即

$$\tau_i = 0.44p^{-1.19}e^{\frac{4650}{T}} (\text{ms}) \quad (2-44)$$

即有 $C = 0.44$, $n = 1.19$, $B = E/R = 4650$ 。这个早在1938年基于燃烧弹试验总结出的经验公式,对于十六烷值 $CN > 50$ 的燃油比较适合,以至现在仍有许多人引用这一公式进行滞燃期的计算,只不过为了保持原有公式形式不变,计算时压力 p 的单位未改为国际单位,仍采用大气压力 at 或 kgf/cm^2 。例如当 $t = 550^\circ\text{C}$ ($T = 823 \text{ K}$) 和 $p = 40$ 大气压时,按 Wolf 公式计算所得的滞燃期为 1.55 ms 。

应当指出,按式(2-43)所估算的滞燃期一般比实测长,这是因为物理滞燃期与化学滞燃期实际上重叠进行的,油滴尚未蒸发就有一部分混合气达到了着火所需的浓度与温度。另外,由于在压缩过程中,温度与压力均不是很高,物理滞燃期所占整个滞燃期的比例很小,只有整个滞燃期的10%左右,因此也可以用化学滞燃期来代替整个滞燃期,如式(2-44) Wolf 公式所示。

按照 Wolf 公式计算所得的滞燃期(实际上只是化学滞燃期)随温度 $T(^{\circ}\text{C})$ 和压力 $p(\text{kgf}/\text{cm}^2$ 或 $\text{at})$ 变化的关系,如图 2-25 所示。

在实际运转的柴油机上,影响滞燃期的因素很多,除了上述温度和压力两个主要因素以外,燃料的性质(十六烷值、运动粘度及燃油的表面张力等),柴油机的运转工况(转速、负荷及增压度等)以及以后将要讲到的喷油过程(喷油正时、喷油规律形状,特别是有无预喷射等)均对滞燃期有较大影响。但其中有些因素的影响也是通过对温度与压力影响来实现的, Wolf 公式由于没有考虑也无法顾及以上各种因素的影响,因而还是比较粗糙的,但由于抓住了影响化学反应速率的温度与压力这一主要矛盾,故迄今为止尚有一定的参考价值。以后虽有不少学者作出修正、补充甚至提出了新的经验或半经验公式,但也均未得到十分精确结果,而实

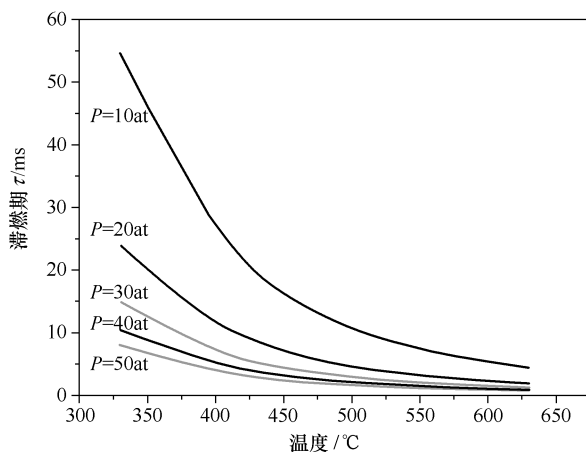


图 2-25 滞燃期随气缸温度 T 和压力 p 的变化关系(按 Wolf 公式计算)

际滞燃期长短只可能在具体柴油机上通过试验来确定。

另外还应指出, 以上分析的只是燃油喷入气缸开始阶段的滞燃期(即燃烧过程划分的第一阶段的长短), 随着气缸内压力和温度的提高, 化学滞燃期将大大缩短, 如果按照 Wolf 公式推算, 当压力达到 80at (约 8MPa), 温度超过 1000℃ (1273K) 时, 化学滞燃期将降至 0.1ms 以下(当然这个估算也是很粗略的, 因为按照当时试验条件, Wolf 公式中的系数与指数是根据模拟气缸压力 $p = 8 \sim 48\text{at}$, 温度 $T = 321 \sim 508^\circ\text{C}$ 条件下所得试验数据归纳出来的, 且没有考虑燃油性质与实际柴油机运转时许多因素的影响, 但它给出的趋势仍然有助于我们理解问题的实质), 这时化学滞燃期 τ_{ch} 在整个滞燃期中所占的比例将越来越少, τ_{ch} 反而大大低于物理滞燃期 τ_{ph} , 这也就是说, 当燃烧过程进入主燃烧期以后, 滞燃期主要决定于物理因素, 即混合气的准备程度, 这时柴油机的燃烧过程基本上是由混合气形成的条件(即燃油的喷射、雾化、受热、蒸发以及与空气的混合过程)来加以控制的。

4. 放热规律

在柴油机中, 燃油燃烧放出的热量一部分传给工质(气缸中的气体), 使工质内能增加并对外做功, 一部分传给燃烧室壁面, 再进一步传到周围的环境中去。根据热力学第一定律, 有

$$Q_B = Q + Q_w = \Delta U + W + Q_w \quad (2-45)$$

式中 Q_B ——燃油燃烧放出的热量;

Q ——工质吸收的热量;

ΔU ——工质热力学能(内能)的变化;

W ——工质膨胀推动活塞对外所做的功;

Q_w ——传给燃烧室壁面的热量。

将式(2-45)对曲轴转角微分可得

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{dQ}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{dW}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi}$$

或有

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} \quad (2-46)$$

式(2-46)中, $\frac{dQ_B}{d\varphi}$ 是燃料燃烧时的瞬时放热率或称燃烧速率, 单位为 $\text{kJ}/^\circ\text{CA}$, $\frac{dQ_B}{d\varphi}$ 随曲轴转角的变化关系, 即 $\frac{dQ_B}{d\varphi} - \varphi$ 曲线称为放热规律, 或称燃烧规律; $\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi}$ 表示燃料燃烧时, 对工质的瞬时加热速率(简称加热率), 它由工质热力学能变化率 $\frac{dU}{d\varphi}$ 和对外做功功率(瞬时功率) $p \frac{dV}{d\varphi}$ 两部分组成, 单位均为 $\text{kJ}/^\circ\text{CA}$, $\frac{dQ}{d\varphi}$ 随曲轴转角的变化关系, 即 $\frac{dQ}{d\varphi} - \varphi$ 曲线, 称为加热规律; $\frac{dQ_w}{d\varphi}$ 表示工质对燃烧室壁面的传热速率($\text{kJ}/^\circ\text{CA}$), $\frac{dQ_w}{d\varphi}$ 随曲轴转角的变化关系, 即 $\frac{dQ_w}{d\varphi} - \varphi$ 曲线称为传热规律。

不言而喻, 研究放热规律对于分析燃烧过程是一件十分有价值的工作。通过对放热规律

曲线的形态,放热峰值的大小及其相应曲轴转角位置的分析比较,可以从宏观上对燃烧过程组织的合理性,如燃烧始点是否恰当,燃烧放热速度是否理想,燃烧持续时间是否合适等作出判断。然而,放热规律的精确确定并非易事,因为其影响因素过多,在现有的试验条件下,人们不可能直接测量出柴油机在实际运转中的放热规律,只能依据一部分测试结果和试验数据进行计算。目前,应用得最多也是最可靠的方法,就是根据实测示功图按式(2-46)来计算放热规律,因为测取示功图是研究内燃机燃烧过程最基本也是最成熟的手段。当然这种计算方法的前提必须有现成的试验样机或批量生产的发动机,如果没有现成的发动机可供使用,只好根据喷油规律预测或是采用其他半经验公式,例如维别(Vibe)函数来表达。以下先简要介绍一下,如何根据示功图来确定放热规律。

在式(2-46)所示的方程式中,左边为待求的 $\frac{dQ_B}{d\varphi}$,从燃油化学能变为热能的观点来看,又可以直接表达为

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = g_b H_u \frac{dx}{d\varphi} \quad (2-47)$$

式中 g_b ——每循环喷入气缸的燃油,即循环喷油量(kg/循环);

H_u ——燃料的低热值(MJ/kg);

x ——已烧掉燃油占每循环喷油量的百分率,即放热百分率或累计放热率。

当柴油机使用的燃油与运转工况一定时, $g_b H_u$ 等于常数, $\frac{dQ_B}{d\varphi} \propto \frac{dx}{d\varphi}$,因此放热规律曲线可以用 $\frac{dx}{d\varphi} = f(\varphi)$ 的关系表示,后者的积分,即 $x-\varphi$ 关系表示累计放热率曲线。

式(2-46)右边第二项 $\frac{dW}{d\varphi} = p \frac{dV}{d\varphi}$ 的计算较为容易,因为 p (压力)可直接由示功图读出, $\frac{dV}{d\varphi}$ 为气缸容积的变化率,可以根据柴油机的结构参数(气缸直径 D 与行程 S)和曲柄连杆机构运动学(活塞的位移与速度)方便地求出,因而毋须赘述。

但是式(2-46)右边第一项有关内能的计算则比较复杂,即

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{d(mu)}{d\varphi} = m \frac{du}{d\varphi} + \frac{u dm}{d\varphi} \quad (2-48)$$

式中, m 为气缸中工质的质量(kg), u 为单位质量工质的比热力学能(kJ/kg),因此燃烧过程中工质总的热力学能变化不仅与工质的比热力学能有关,而且也与工质的质量变化有关,考虑到后者的变化很小,故可以假定 m 不变,再忽略工质成分对比热力学能的影响,则工质的比热力学能仅是温度的函数($du = c_v dT$,式中 c_v 为工质的平均定容比热容),即

$$\frac{dU}{d\varphi} \approx m \frac{du}{d\varphi} = m c_v \frac{dT}{d\varphi} \quad (2-49)$$

式中,燃烧过程中工质质量 m ,应当包括空气与燃料两个部分,但后者比前者小得多,因为在2.2.2节中已经说明,当过量空气系数 $\phi_a = 1$ 时,燃烧1kg燃料(柴油)需要大约 $l_0 = 14.3\text{kg}$ 的空气,而柴油机即使在全负荷工况下运行, ϕ_a 也总是大于1,假定 $\phi_a = 1.5$,则燃油质量只占整个工质质量的5%还不到(部分负荷下燃油质量所占的比例更低),因此可以近似把 m 就看做是燃烧室内的空气质量,它可以根据压缩过程开始时工质的压力、温度以及



气缸容积,按状态方程式求得,亦可在实际发动机试验台上用流量计测得,如果还要考虑工质中的燃料质量部分,则应在缸内空气质量 m 基础上再加上到计算点为止已喷入气缸的燃油量,为此必须首先确定柴油机每缸每循环喷油量 g_b 及其喷入气缸的规律,前者可以在油泵试验台上测定或根据柴油机的性能指标,按下式计算:

$$g_b = \frac{P_e b_e \tau}{120ni} \times 10^{-3} \quad (\text{kg/循环}) \quad (2-50)$$

式中 P_e ——柴油机的有效功率(kW);

b_e ——柴油机的有效燃油消耗率[g/(kW·h)];

n ——柴油机的转速(r/min);

τ ——柴油机的冲程数;

i ——柴油机的气缸数。

因此,在柴油机喷油过程持续期间的工质质量,严格地说应为

$$m = \phi_a l_0 g_b + y g_b = \phi_a l_0 \left(1 + \frac{y}{\phi_a l_0} \right) g_b \quad (2-51)$$

式中, $\phi_a l_0 g_b$ 表示工质中的空气质量, y 表示从喷油始点到计算点喷入燃油占整个循环喷油量的比例, $y g_b$ 表示累计喷油量,前已说明,在粗略估算中可以取 $y=0$ (不计燃油质量)或 $y=1$ (燃油在瞬间全部喷入),于是有

$$m = \phi_a l_0 g_b = 14.3 \phi_a g_b \quad \text{kg}$$

或

$$m = (\phi_a l_0 + 1) g_b = (14.3 \phi_a + 1) g_b \quad \text{kg} \quad (2-52)$$

另外,假定工质为理想气体,则按照工程热力学原理有

$$c_v = \frac{R}{k-1} \quad (2-53)$$

式中, R 为气体常数, $k = \frac{c_p}{c_v}$ 为比热容比。计算中可取 $R = 287.1 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $k = 1.35$ (测试表明,对于双原子气体,如空气 $k \approx 1.4$,对于三原子气体,如燃烧产物, $k \approx 1.3$,取平均值 $k = 1.35$), 则有 $c_v = \frac{287.1}{1.35-1} \times 10^{-3} = 0.82 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 将此 c_v 值与式(2-52)表示的 m 代入式(2-49)后可得

$$\frac{dU}{d\phi} = m c_v \frac{dT}{d\phi} = 11.73 \phi_a g_b \frac{dT}{d\phi}$$

或

$$\frac{dU}{d\phi} = (11.73 \phi_a + 1) g_b \frac{dT}{d\phi} \quad (2-54)$$

式中, dT 可以按理想气体的状态方程式求得。

实际上,在假定工质为理想气体的前提下,我们也可以绕过工质质量 m , 直接根据理想气体状态方程,导出 $\frac{dU}{d\phi}$ 的表达式,即有

$$pV = mRT \quad (2-55)$$

$$dT = \frac{1}{mR} (pdV + Vdp) \quad (2-56)$$

将以上关系和式(2-53)代入式(2-49)后可得

$$\begin{aligned}\frac{dU}{d\varphi} &= mc_v \frac{dT}{d\varphi} \\ &= \frac{mR}{k-1} \frac{1}{mR} \left(p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} \right) \\ &= \frac{1}{k-1} \left(p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} \right)\end{aligned}\quad (2-57)$$

这样,问题就大大简化, $dU/d\varphi$ 也可以直接根据示功图读出的压力变化率与按曲柄连杆机构运动学计算的气缸工作容积的变化率进行估算。当然,以上的估算方法还是很粗略的,它只应用在某些简化的商业软件中。当需要精确计算放热规律时,还应考虑工质中所含上一循环中的残余废气量(残余废气系数 ϕ_r),燃油喷入和燃烧后工质质量的变化,燃烧时空气与燃烧产物之间比例变化和它们之间比定容热容的差异及其随温度变化的关系等因素,公式比较繁琐,而且仍需要采用一些经验数据,有关内容读者可以参见内燃机原理或燃烧方面的专著,此处不再赘述。

实际上,式(2-46)右边第三项的计算最为困难,它可以表达为

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \alpha_g F (T - T_w) \quad (2-58)$$

这就是描述对流换热著名的牛顿(Newton)公式。由于实际上工质传给燃烧室壁面的热量包括对流与辐射两个部分,故式(2-58)中 α_g 是考虑了辐射影响的表面传热系数,单位是 $W/(m^2 \cdot K)$ 。式(2-58)中的 F 为燃烧室的传热总面积(m^2),主要包括活塞顶面积、气缸盖底面积和圆柱形的气缸侧面积等几部分,前两项可以根据柴油机缸径 D 方便地求出(均为 $\frac{\pi}{4} D^2$),而后者是随着活塞上下运动随曲轴转角不断的变化的,计算时除了要知道缸径 D 以外,还要根据曲柄连杆机构运动学中活塞位移的公式求出圆柱形面积的高度变化。式(2-58)中, T 为缸内工质的温度(K),可以根据示功图读出的压力 p ,应用理想气体的状态方程式求出, T_w 为燃烧室内壁面瞬时温度,由于各个散热面积的温度并不相同,故 T_w 表示的只是一个当量的平均值。它可以视柴油机热负荷与冷却方式不同按经验公式[例如, $T_w = [100 + C p_e] + 273(K)$,式中, p_e 为平均有效压力, C 为比例常数]在 $400 \sim 500K$ 范围内选取。另外,按照传热学原理,工质传给燃烧室内壁的热量,还得以导热方式由内壁传至外壁,再由外壁经对流换热传给冷却介质,将这组传热公式中传递的热量消去并作适当转换后可得

$$T_w = \frac{\alpha_g T + \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta}{\lambda}} T_c}{\alpha_g + \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta}{\lambda}}} \quad (2-59)$$

式中,除 α_g (工质与燃烧室内壁之间的表面传热系数)和 T (缸内工质温度)已在前面公式中出现以外, α_c 为燃烧室外壁与冷却介质之间的表面传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$], T_c 为冷却介质温度,它基本上保持恒定,易于确定 ($T_c = 80 \sim 100^\circ C = 353 \sim 373K$), δ 为燃烧室壁厚



(m)，它实际为各传热面积不同壁厚的平均当量值，只能大致估算， λ 为燃烧室周边金属材料的热导率，它可以由各种工程手册中查得，例如，对于铝合金 $\lambda = 200 \sim 400 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ，对于钢和铸铁 $\lambda = 50 \sim 80 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。因为 δ/λ 一般要比 $1/\alpha_c$ 小许多，因此在粗略估算时，可以将其略去，这样式(2-59)就简化为

$$T_w = \frac{\alpha_g T + \alpha_c T_c}{\alpha_g + \alpha_c} \quad (2-60)$$

由此可知， α_g 和 α_c 是解决问题的关键，只要知道了燃烧室内外壁面的表面传热系数以后，就可以根据式(2-59)或式(2-60)求出燃烧室内壁温度 T_w (前已说明， T_w 也可以依据壁面温度测量的统计数据选取或按经验公式估算)，有了 T_w 和 α_g 以后，即可按式(2-58)计算 $\frac{dQ_w}{d\varphi}$ 。然而求取 α_g 和 α_c 确非易事，实际上牛顿在 1701 年为研究复杂的对流换热现象而提出的这个看似简单的公式，即式(2-58)时，就巧妙地将众多复杂因素均集中在表面传热系数之中，以致使后人长期以来研究对流换热的中心任务也就变成了如何确定这个系数的难题。为了能从众多的影响因素中，易于通过实验找出它们对于对流换热的影响规律，在工程实践中常采用基于相似理论的准则方程来描述复杂的换热过程，例如，对于管内受迫湍流换热(略去自然对流中流体浮力和粘滞力的影响)的准则方程式为

$$Nu = f(Re, Pr) = C Re^{m_1} Pr^{m_2} \quad (2-61)$$

式中，表示相似准则 Nu 、 Re 、 Pr 等的无量纲数分别为

$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ ，努谢尔特(Nusselt)数， α 为表面传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ ， l 为定型尺寸(m)， λ 为流体的热导率 $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$ 。

$Re = \frac{wl}{\nu}$ ，雷诺(Renold)数， w 为流体速度(m/s)， ν 为流体的运动粘度(m^2/s)。

$Pr = \frac{\nu}{a}$ ，普朗特(Prandtl)数， $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ ，为流体的热扩散率(m^2/s)， c_p 为流体的定压比热容 $[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$ ， ρ 为流体的密度(kg/m^3)。

C 、 m_1 、 m_2 为由试验确定的常数。

式(2-61)中， Nu 系由对流换热的基本微分方程式导出，描述的是对流换热过程，故含有表面传热系数 α ； Re 由流体运动方程导出，表示了流体的流动状态； Pr 则包括了流体的重要物性，表示的是物性准则。以上各相似准则中，除了 Nu 中的表面传热系数 α 为未知数外，其余各项(l 、 λ 、 D 、 a 、 ρ 等)均可根据工质，即流体物性参数与机器的尺寸求出，再通过实验找出 Nu 随 Re 和 Pr 的变化关系，即确定式中的系数 C 和指数 m_1 、 m_2 ，才可求出换热系数 α 。在对流表面传热系数 α_g 和 α_c 中，后者尽管也不容易确定(由于柴油机的冷却方式有风冷、水冷、油冷等多种，在应用最为广泛的水冷方式中，流道的结构与各处流动情况也很复杂，局部还会因为过热产生沸腾冷却等)，但毕竟还有比较多的资料可供查考，而且在放热规律计算中主要用作确定燃烧室内壁温度 T_w 的参考，故无需再作详细介绍，作为粗略分析，建议用下式估算

$$\alpha_c = 350 + 2100 w_c^{0.5} \quad (2-62)$$

式中， w_c 为冷却介质的流速，视冷却系统设计不同，可在 $w_c = 0.5 \sim 2 \text{ m/s}$ 范围内选取，

相应的 $\alpha_c = 1500 \sim 3500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

至于缸内工质与燃烧室内壁之间的表面传热系数 α_g ，由于影响因素过多，特别是缸内除了有换气过程的气流运动外，还伴随着燃烧过程中温度与压力急剧变化和强烈的湍流，因此一直是人们研究的重点，也提出过不少经验或半经验的公式。1923 年，努谢尔特 (W. Nusselt) 在容弹和低速煤气机的试验结果的基础上，提出了以下的经验公式，即

$$\alpha_g = 0.99(1 + 1.24c_m) \sqrt[3]{p^2 T} \quad (2-63)$$

从而首次根据准则方程的原理，将 α_g 与活塞平均速度 c_m ，缸内气体压力 p 和温度 T 的关系联系起来，以上公式 (采用工程单位制) 长期以来曾经作为内燃机缸内传热公式的基础。此后，也有不少学者在此基础上作了一些修改与补充，但最终证明这些公式的计算结果离实际内燃机传热情况相差较远，原因是限于当时的试验条件求取有关系数与指数时，未能符合现代高速内燃机 ($c_m = 8 \sim 15 \text{ m/s}$) 有强烈湍流下的换热条件，这个问题只有在 20 世纪 60 年代开始应用计算机对内燃机工作过程参数进行逐点计算并具备更完善的试验条件以后才逐步得到解决。目前比较公认的求取 α_g 的计算公式，就是沃西尼 (G. Woschni) 在 1965 年提出的，其基本原理与公式表达如下所述。

由于内燃机气缸的传热接近于前述管内受迫湍流换热，考虑到缸内工质为气体 (空气、可燃混合气和燃气)，其普朗特数 Pr 可作为常数处理，于是式 (2-61) 简化为

$$Nu = CRe^m \quad (2-64)$$

将 Nu 和 Re 所表达的数组代入可得

$$\alpha = \alpha_g = C \frac{\lambda}{l} \left(\frac{wl}{\nu} \right)^m \quad (2-65)$$

式中，缸内工质的热导率可取 $\lambda = c_1 T^{0.75}$ ，定型尺寸可取为气缸直径， $l = D$ ，缸内工质的运动粘度 $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ ，其中 η 为流体的动力粘度，可取 $\eta = c_2 T^{0.62}$ ， ρ 为流体的密度，根据理想

气体的状态方程式为 $\rho = \frac{p}{RT}$ ，将以上关系代入式 (2-65) 后可得

$$\alpha_g = CD^{m-1} p^m T^{0.75-1.62m} w^m$$

试验表明，管内受迫湍流换热的指数 $m \approx 0.8$ ，代入上式后可得

$$\alpha_g = CD^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} w^{0.8} \quad (2-66)$$

以此为基础，德国慕尼黑工业大学 (TU München) Woschni 教授及其助手们通过在实际内燃机上的大量试验，总结出以下计算缸内表面传热系数 α_g (含辐射的影响) 的计算公式，即

$$\alpha_g = 130 D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_0) \right]^{0.8} \quad (2-67)$$

(注意，在早期文献的公式中，用的是工程单位 $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$ ，故系数 $C = 110$)

式中 D ——缸径 (m)；

p ——缸内压力 (MPa)；

T ——缸内温度 (K)；

c_m ——活塞平均速度 (m/s)；

$$C_1 = 6.18 + 0.417 \frac{c_1}{c_m} \text{ 对于压缩过程}$$



$$C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{c_1}{c_m} \text{ 对于燃烧和膨胀过程}$$

$c_1 = \frac{\pi D}{60} n_D$, 假定进气涡流为刚体旋转运动时的气缸周边的气体流速, n_D 为稳流试验台风速仪测定的涡流转速 (r/min);

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \text{——单缸工作容积}$$

p_a (MPa)、 T_a (K)、 V_a (m³)——压缩始点时缸内工质的压力、温度和气缸容积;

p_0 ——倒拖内燃机时, 从气缸压力线上读取的压力值 (MPa), $(p - p_0)$ 即为内燃机着火前后的压力差为

$$C_2 = 3.24 \times 10^{-3} [\text{m}/(\text{s} \cdot \text{K})] \text{——对于直喷式柴油机;}$$

$$C_2 = 6.22 \times 10^{-3} [\text{m}/(\text{s} \cdot \text{K})] \text{——对于涡流室和预燃室柴油机。}$$

由于 Woschni 公式有一定的理论依据(以准则方程为基础), 考虑的因素又比较全面, 特别是在对反映气体流速 w 的这一项中, 不仅考虑了缸内涡流受活塞平均速度 c_m 的影响, 并将其分阶段加以计算(反映在系数 C_1 对不同阶段的选择上), 而且还附加了因燃烧而产生的剧烈湍流对于放热过程的影响, 即 $C_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_0)$ 所反映的燃烧项, 加之试验数据比较充分, 因而计算结果与实际情况吻合较好, 故得到学术界的公认, 成为目前计算缸内传热过程最常用的公式。有了 α_g 以后, 即可按式(5-58)方便地计算 $\frac{dQ_w}{d\varphi}$, 再加上前面已经求出的

$p \frac{dV}{d\varphi}$ 和 $\frac{dU}{d\varphi}$, 即可按式(2-46)求出放热率 $\frac{dQ_B}{d\varphi}$ 。

如图 2-26 所示, 即为按以上方法计算的直喷式柴油机典型放热规律的示意图(图中实线)。为了便于比较, 图中同时给出了累计放热率 x (图中点划线)以及喷油率的曲线(图中虚线), 有关喷油率 $\frac{dV_b}{d\varphi} \propto g_b \frac{dy}{d\varphi}$ 的定义参见式(2-51)以及后第 3 章将要介绍的喷油规律。

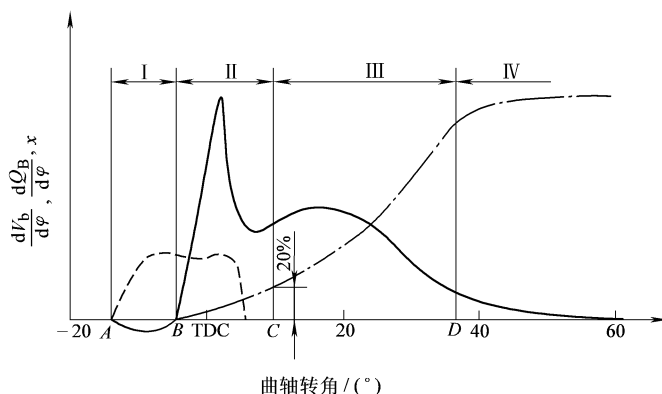


图 2-26 直喷式柴油机的放热规律

从图 2-26 所示的放热规律相关曲线, 同样也可以对于燃烧过程的各个阶段进行划分: 自开始喷油的 A 点至开始放热的 B 点之间的区间 I 即为前面所说的滞燃期, 在这期间由于

燃料蒸发吸热,放热规律曲线会出现局部的负值区;从 B 点到 C 点的区间Ⅱ大体上相当于前面介绍过的以预混合燃烧为主的急燃期,这期间存在滞燃期中的燃油在经过滞燃期的物理化学准备以后几乎同步爆炸燃烧,因此在放热规律曲线上出现了直喷式柴油机特有的尖峰;从 C 点到 D 点的区间Ⅲ,则大体上相当于以扩散燃烧为主的缓燃期,由于这时放热速率仍然很高,因此放热曲线上有可能出现第二个驼峰; D 点以后开始的区间Ⅳ,即为后燃期,这期间放热率逐渐下降,整个过程一直延续至燃烧过程结束。由于放热过程计算中有些参数要选定,它们是否合适尚需用反复迭代进行试算,加上影响计算精度的因素又很多,因此燃烧过程的终点(即放热率等于零和累计放热率达到 100%)很难准确确定,因此在实际放热规律计算中,当累计放热量达到 98%~99%,即 $x = 0.98 \sim 0.99$ 时,即认为燃烧结束。前已说明,后燃期过长对于柴油机各项性能均有不利影响,应当尽量控制得短一些,通常后燃期限应限制在 60°CA 以下,整个燃烧期限则应控制在 100°CA 以内。

不言而喻,放热规律视机型以及运转工况而异,图 2-27 ~ 图 2-29 分别表示了几种典型的直喷式柴油机在各个工况下放热率 $\frac{dQ_B}{d\varphi}$ [单位为 $\text{J}/(^\circ\text{CA} \cdot \text{L})$],即折算至每升工作容积的单位曲轴转角下的焦耳)以及累计放热率 x 的变化规律。

图 2-27 对应的是一台缸径 $D = 120\text{mm}$ 的自然吸气式货车用柴油机,采用的是开口的 ω 型燃烧室,左边为转速不变($n = 1500\text{r/min}$),改变负荷($p_e = 5.9 \sim 11\text{bar}$)时的情况,右边为负荷基本保持不变($p_e = 4.8 \sim 5.7\text{bar}$)改变转速的情况,由图可见在这种过去常见的传统的直喷式柴油机中,最佳喷油时刻是以降低油耗为目标来确定的,由于这时滞燃期较长,放热初期的尖峰十分明显。但是随着环保方面的要求日益提高,人们往往采用推迟喷油时刻来减少 NO_x 排放的措施,从而缩短了滞燃期而使放热初期的尖峰逐渐不再明显。

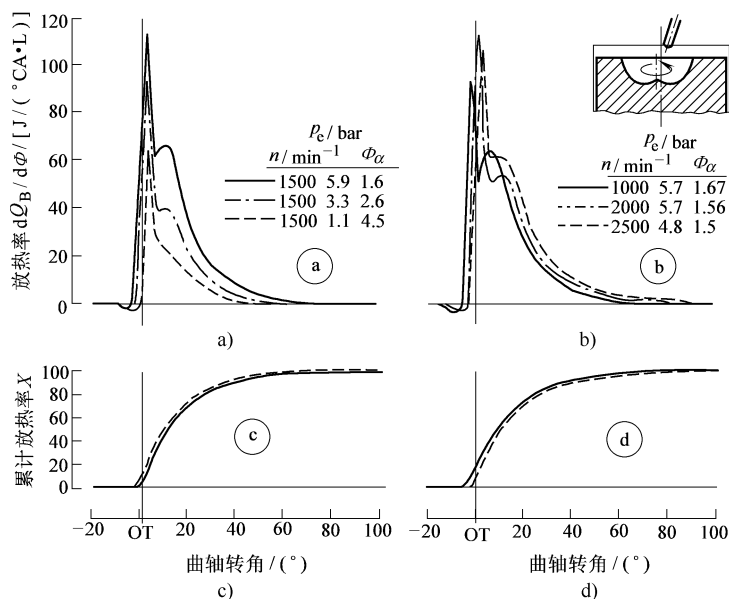


图 2-27 自然吸气式车用柴油机的放热规律以及累计放热率的变化曲线

a) 变负荷时的放热规律 b) 变转速时的放热规律

c) 变负荷时的累计放热率 d) 变转速时的累计放热率

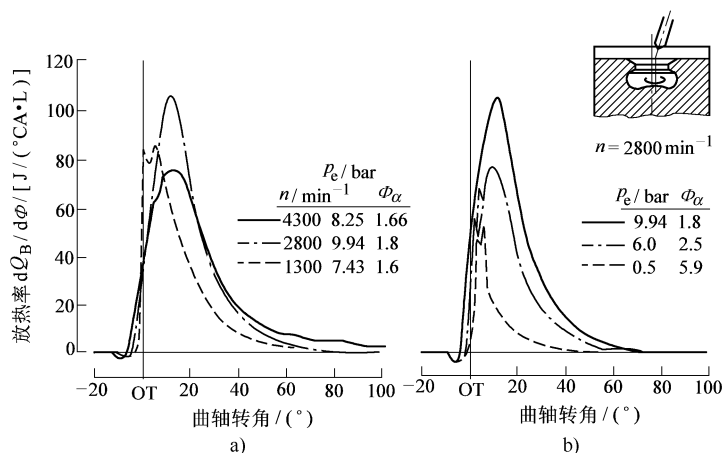


图 2-28 增压轿车柴油机的放热规律

a) 变转速工况 b) 变负荷工况

图 2-28 对应的是一台缸径 $D = 85\text{mm}$ 的增压轿车柴油机，采用带缩口的 ω 型燃烧室，左边为变转速 ($n = 1300 \sim 4300\text{r/min}$) 工况，右边为变负荷工况 ($p_e = 0.5 \sim 9.94\text{bar}$)，由于采用了增压方式，提高了燃油喷入时缸内的压力和温度，再加上采用了推迟喷油和预喷射等一系列措施，使得放热规律初期的尖峰值不复存在。

图 2-29 对应的是一台缸径 $D = 250\text{mm}$ 中速柴油机，采用了浅盆形的直喷式燃烧室，由于增压度较高，因此也不存在燃烧规律初期的尖峰现象。

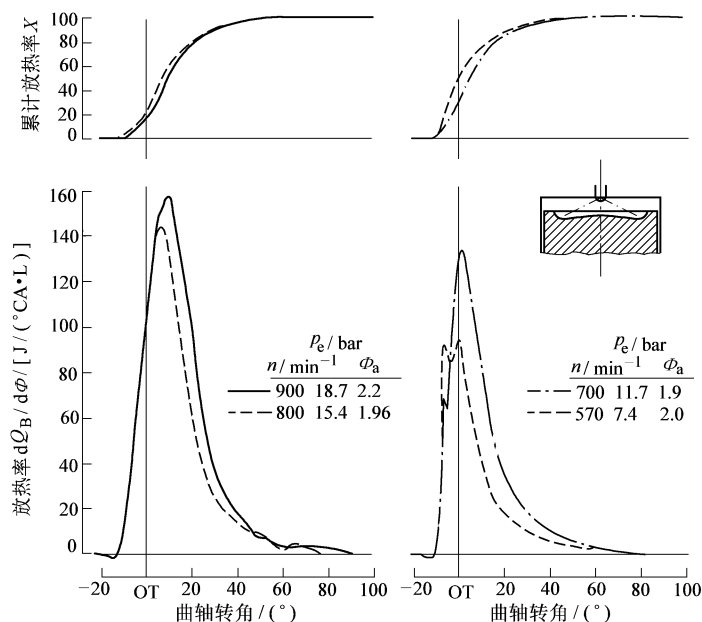


图 2-29 增压中速柴油机的放热规律与累计放热率的变化曲线

综上所述，放热规律的分析虽然很有价值，但是计算却很麻烦，而且影响计算的因素也很多，如压力测量精度、上止点位置的确定、压缩比及压缩始点时缸内质量(摩尔数)的误差、燃

油与空气质量流量的测量精度、壁面温度与表面传热系数的正确确定、示功图曲线的光顺处理等,因此在计算过程中,必须尽量选用合理的试验数据,经验公式以及计算方法(光顺处理及计算步长),以尽量提高计算精度(使误差控制在5%以下),增加计算结果的可信度。

另外,考虑到通过壁面的传热所占的比例不高(对于直喷式柴油机约占整个循环放热量的10%~20%), $\frac{dQ_w}{d\varphi}$ 的计算也比较困难,因此在粗略分析时也可以用加热规律 $\frac{dQ}{d\varphi}$ 代替放热规律 $\frac{dQ_B}{d\varphi}$ 来分析燃烧过程,这样根据式(2-46)、式(2-57)可得

$$\begin{aligned}\frac{dQ_B}{d\varphi} &\approx \frac{dQ}{d\varphi} = p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dU}{d\varphi} \\ &= p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{k-1} \left(p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} \right)\end{aligned}\quad (2-68)$$

如果已知 $\frac{dQ_B}{d\varphi} \approx \frac{dQ}{d\varphi}$,也可根据上式导出压力的变化规律,即

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{k-1}{V} \frac{dQ}{d\varphi} - k \frac{p}{V} \frac{dV}{d\varphi}\quad (2-69)$$

式(2-68)和式(2-69)中各项有关说明已于前述,此处不再重复。

前已说明,如果没有示功图可供使用,则可根据喷油规律来估算放热规律,实际上当时在CAV公司供职的林慰梓(W. T. Lyn)博士于1960年首次提出放热规律的概念时,也正是根据喷油规律来预测放热规律的。由式(2-47)知放热率 $\frac{dQ_B}{d\varphi} = g_b H_u \frac{dx}{d\varphi} \propto \frac{dx}{d\varphi}$,由式(2-51)和

图2-26的说明知喷油率 $\frac{dV_b}{d\varphi} = \frac{g_b}{\rho} \frac{dy}{d\varphi} \propto \frac{dy}{d\varphi}$ (ρ 为燃油密度),理论上,假若喷入燃烧室的燃料能够立即燃烧,而且全部转化为热量,则有累计喷油量 $g_b y$ 正比于累计放热量 $g_b H_u x$,于是有 $x = y$, $\frac{dx}{d\varphi} = \frac{dy}{d\varphi}$,即放热规律等于喷油规律。然而,实际上由于存在着火延迟与燃烧不完

全等现象,上述分析并不成立,放热规律在时间上要滞后于喷油规律,曲线形状也有所变化,因此林慰梓在其估算放热规律时采用了如图2-30所示的三角形堆积法,即将图中的喷油率曲线划分成许多等步长的单元,每个单元的放热规律由于受到空气供给的限制,最初出现峰值,然后随时间(或曲轴转角)的发展逐渐下降,成为一个直角三角形的形状,其关系式为

$$R = R_1 \left(1 - \frac{t}{t_1 + at_i} \right) \quad (2-70)$$

式中 R ——放热率,即单元三角形各点的纵坐标高度;

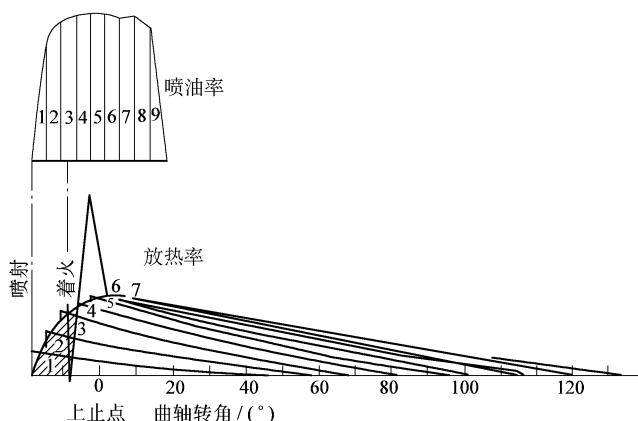


图2-30 根据喷油规律估算放热规律的林氏三角形堆积法

R_1 ——最初的放热率，按经验给出；

t ——燃料喷射后的时间；

t_1 ——第一个单元的燃烧时间；

t_i ——第 i 个单元的燃烧时间；

a ——常数。

若取 $t_1 = 30^\circ\text{CA}$ ，即第一个单元燃烧时间为 30° 曲轴转角， $a = 3$ ，即每一个单元燃烧时间比前一单元加长 3°CA ，则可得高度逐渐减小，而底面积逐渐延长的一系列小的三角形放热单元，将这些放热单元叠加，再将图中阴影线（即滞燃期）部分的放热，用一个边长为 $6^\circ \sim 10^\circ\text{CA}$ 的等腰三角形表示，则得到带有尖峰的典型直喷式柴油机放热规律的图形。图2-31即表示按上述方法预测的放热规律（图中虚线）与实际放热规律（即按示功图计算的放热规律，图中实线）的比较（图中 A、B、C 分别表示不同喷油提前角下放热规律的变化情况）。

在以上估算方法中，认为各单元燃料滞燃期均相同，而且只用三角形放热单元形状简单变化来反映燃烧室诸多复杂因素对于放热率的影响，虽然还是比较粗糙的，但却能比较形象地说明放热规律形成的过程，此后不少学者沿着这个方向进一步做了很多工作，提出了不少预测模型，对此，读者可参阅有关专门文献，此处不再赘述。

另外，为了简化计算和工程应用上的方便，人们也可以用其他经验或半经验公式（如幂函数、双曲线函数与维别函数等）来表达放热规律，其中应用最为成功的，且得到国际公认的当推维别函数，它是由前苏联学者维别（I. I. Vibe）基于热力学和化学动力学的理论，结合大量试验数据，于 1962 年首先提出的，其表达式为

$$x = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi - \varphi_b}{\varphi_e - \varphi_b} \right)^{m+1}} \quad (2-71)$$

和

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6.908 \frac{m+1}{\varphi_e - \varphi_b} \left(\frac{\varphi - \varphi_b}{\varphi_e - \varphi_b} \right)^m e^{-6.908 \left(\frac{\varphi - \varphi_b}{\varphi_e - \varphi_b} \right)^{m+1}} \quad (2-72)$$

式中， x 为前面已介绍的放热百分率或累计放热率， φ 为曲轴转角， $\frac{dx}{d\varphi} \propto \frac{dQ_B}{d\varphi}$ ，正比于放热率， φ_b 为燃烧始点， φ_e 为燃烧终点，因此 $\varphi_b - \varphi_e$ 表示以曲轴转角计算的燃烧持续期， m 为燃烧特性指数，亦称放热曲线形状系数，其值在 $0.1 \sim 1.0$ 之间选取。

由式(2-71)和式(2-72)可见，在表示放热率曲线的维别函数中，只有 φ_b 、 φ_e 或 $(\Delta\varphi =$

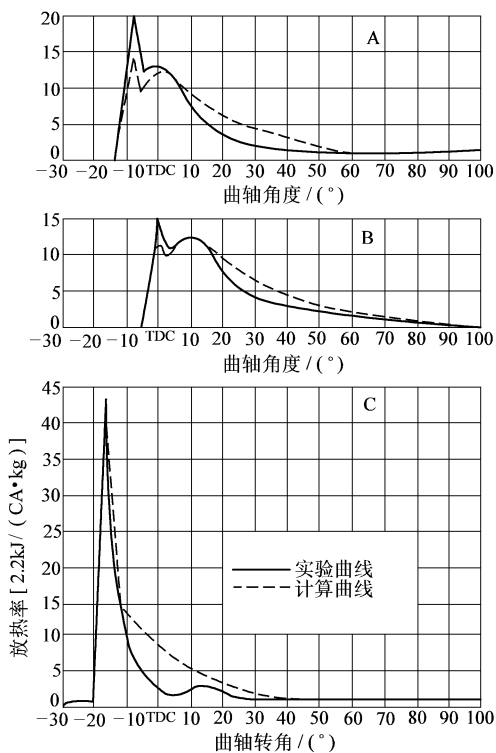


图 2-31 按喷油规律预测的
放热规律与实际放热规律的比较
A—喷油提前角 26°CA B—喷油提前角 17°CA
C—喷油提前角 31°CA

$\varphi_b - \varphi_e$) 和 m 三个表征燃烧过程的动力学参数, 这就使计算过程大为简化并使其在工程上的应用十分方便。在上述三个参数中, 燃烧始点 φ_b 可以比较容易地按照示功图表示的压力曲线判断或根据喷油规律和滞燃期的估算公式确定, 因此实际上只要能正确选择燃烧终点 φ_e (或燃烧持续期长短 $\Delta\varphi$), 以及燃烧特性指数 m , 就有可能得到比较满意的结果。当然, 这种以经验公式表达的放热规律的变化历程, 不可能与实际放热规律完全吻合, 因此我们把它称为当量放热规律, 对其正确与否的判断, 不是着眼于燃烧过程本身, 而是将其与工作过程计算所得的综合结果(如气缸爆发压力、平均指示压力、平均指示效率等)来进行比较, 而这些综合指标十分容易通过对现有柴油机的测试得到验证。如图 2-32 所示, 即为对应不同的 m 值的维别函数, 它们分别表示了放热率 $\frac{dx}{d\varphi}$ 和累计放热率 x 的变化规律。

由于用维别函数表示的放热规律只有一个峰值, 因此不能正确反映直喷式柴油机放热初期的尖峰效应, 以后又发展出双维别函数, 即采用两组 m 不同的维别函数(由图 2-32 可见, m 越小, $\frac{dx}{d\varphi}$ 的初期的增长越快)的叠加, 而构成一个效果更好的放热规律, 其具体实例如图 2-33 所示, 图中实线为按实测示功图计算的放热规律, 虚线为按维别函数拟合的放热规律, 上图为单维别函数, 下图为双维别函数。

用维别函数表示的当量放热规律的另一个优点是, 由于其控制参数比较少, 易于实现各个不同工况之间的转换。因为实际柴油机运转工况(转速、负荷)会有变化, 若针对每个工况都计算放热规律是非常麻烦的, 根据沃西尼(G·Woschni)的研究, 如果我们已经确定了某工况下维别函数的控制参数, 则在保证其综合指标吻合的条件下, 就

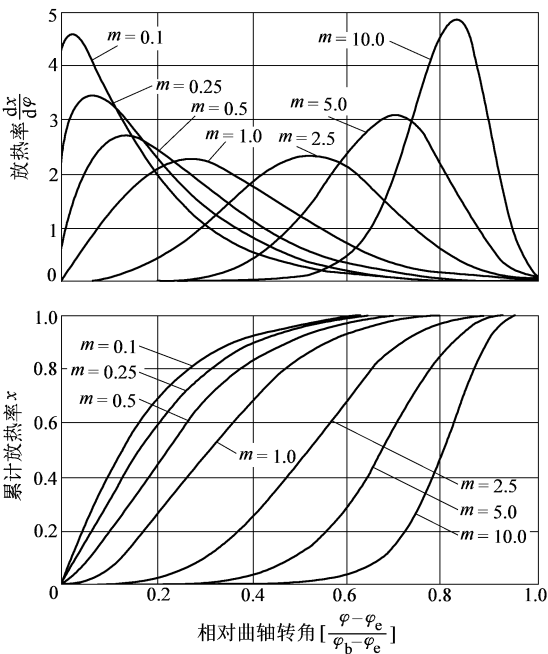


图 2-32 对应不同的 m 值的维别函数

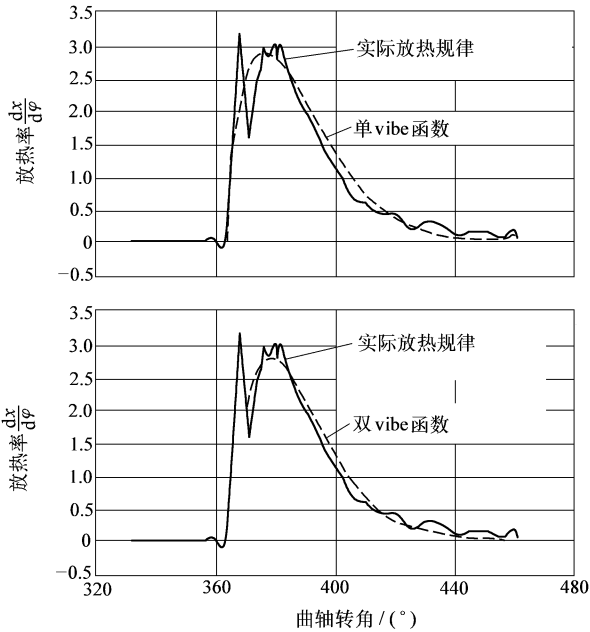


图 2-33 双维别函数放热规律效果显示



能按下式求得其他工况的参数值,从而拓宽了维别函数在工程应用方面的功能:

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_0 \left(\frac{\phi_{a0}}{\phi_a} \right)^{0.6} \left(\frac{n}{n_0} \right)^{0.5} \quad (2-73a)$$

$$m = m_0 \left(\frac{\Delta\varphi_{ZV0}}{\Delta\varphi_{ZV}} \right)^{0.5} \frac{pT}{p_0 T_0} \left(\frac{n_0}{n} \right)^{0.3} \quad (2-73b)$$

式中, $\Delta\varphi_0$ 和 m_0 分别为已知某工况的控制参数, $\Delta\varphi$ 和 m 为待求工况的控制参数。 ϕ_{a0} 和 ϕ_a 分别为已知工况与待求工况的过量空气系数,它们反映负荷的大小。 n_0 和 n 分别为已知工况与待求工况下的柴油机转速。 p_0 、 T_0 和 p 、 T 分别表示进气終了(即压缩过程开始时)已知工况与待求工况下气缸中的压力与温度。

$\Delta\varphi_{ZV0}$ 和 $\Delta\varphi_{ZV}$ 分别为已知工况与待求工况下的着火延迟期(按曲轴转角计),后者可以由前面已介绍的式(2-44)或以下式估算:

$$\Delta\varphi_{ZV} = 6n \times 10^{-3} \left[0.5 + \exp \left(\frac{7800}{2T} \right) \left(\frac{0.135}{p^{0.7}} \right) + \frac{4.8}{p^{1.8}} \right] \quad (2-74)$$

有了着火延迟期 $\Delta\varphi_{ZV}$ 以后,燃烧始点 φ_b 也不难根据柴油机的燃料供给系统的喷油规律确定。

2.3 柴油机的燃油喷雾

在柴油机中采用高压喷射的目的主要是使燃油雾化,以形成细小的油滴群,这样就可以大大增加燃油的蒸发的面积,从而加速热空气与燃油液滴之间的传热过程,并增加其与氧气接触的机会,保证油滴在极短的时间内迅速蒸发并与空气形成可燃混合气。例如,把直径 0.3mm 的油滴雾化为直径 $3\mu\text{m}$ 的油滴,其数目将达一百万颗之多,它们与空气接触的面积比原来增加了 1 万倍,由于燃料质量燃烧率大致正比于油滴总面积,则燃烧速率也可以增加大约 1 万倍。由此可见,对于燃油雾化(Atomization)和油束或喷注(Spray)特性进行深入研究是改善柴油机燃烧特性与排放特性的关键。但遗憾的是,由于这一问题的复杂性,尽管人们已为此倾注了很大的精力,但对其中许多问题仍然认识不清,其原因是柴油机的燃油喷雾是一个复杂的动态过程,它系在高压下,通过喷嘴细小的喷孔将燃油喷入压力与温度均不断变化的燃烧室中来实现的,其间伴随着油滴破裂、相互碰撞与聚合、油滴蒸发、油束碰壁等多种复杂现象,因此它不仅取决于喷油压力和喷嘴结构与尺寸,而且还受到燃油性质以及气缸内压力、温度与气流运动等多种影响因素的影响。而我们目前对其中许多现象的机理还缺乏满意的解释。因此,本书只能从工程技术应用的观点,对燃油雾化与油束形成的过程及其若干评价指标作一简单描述。

一般认为,燃油喷入燃烧室后,喷注在高速前进过程中,其前锋与周边均遇到相当稠密的热空气阻力(包括摩擦力与形状阻力),同时液体本身具有很大的扰动,致使飞驰中的液注不断被撕裂、破碎与雾化。已形成的较大颗粒的油滴,又由于韦伯效应而不断细化为更小粒径的油滴,形成直径为 $2 \sim 30\mu\text{m}$ 的雾状油滴群并进一步蒸发与形成可燃混合气。

韦伯(Weber)效应的机理是,任何液滴在运动过程中,如果其惯性力超过其表面张力一定倍数后,则该液滴将被分裂为更细的液滴,它反应的是空气动力效应对雾化的影响,即液滴的动能对于燃油雾化所需能量的贡献。为此,人们把液滴运动惯性力与表面张力之比称为韦伯数 We 。

$$We = \frac{\rho_f d_j v_j^2}{\sigma} \quad (2-75)$$

式中 ρ_f ——燃油的密度, 对于柴油为 $820 \sim 845 \text{ kg/m}^3$;
 σ ——油滴的表面张力, 对于柴油为 $21 \sim 31 \text{ N/m}$;
 d_j ——油滴直径(m);
 v_j ——油滴前进速度(m/s)。

试验证明, 单个油滴的破碎条件为, $We \geq 12$, 将这个条件代入式(2-75), 并取燃油的 $\rho_f = 845 \text{ kg/m}^3$ 和 $\sigma = 30 \text{ N/m}$ 得

$$v_j^2 = \frac{0.434}{d_j} \quad (2-76)$$

或

$$d_j = \frac{0.434}{v_j^2} \quad (2-77)$$

若取喷嘴出口处的油滴直径等于喷孔直径, 假定为 $0.2 \text{ mm} = 0.2 \times 10^{-3} \text{ m}$, 则可按式(2-76)算得使该油滴破碎的最低速度为 46.6 m/s , 实际上由于目前柴油机广泛采用高压喷射, 当喷油压力达到 $80 \sim 100 \text{ MPa}$, 喷孔直径又相当小时, 喷孔处的流速高达 $200 \sim 300 \text{ m/s}$, 韦伯数 We 亦大于 100 , 因而能保证良好的雾化条件。按式(2-77), 当 $v_j = 200 \text{ m/s}$ 时, d_j 可小于 $5 \mu\text{m}$ 左右。当然, 以上分析还是十分粗略的, 实际上油滴的破碎过程受到多种力的作用, 不仅有外力的作用, 也受到喷柱内部扰动的影响, 机理十分复杂, 早期泰勒(Taylor)曾用研究质点振动的方法类比油滴的破碎问题, 称为泰勒类比破碎模型(Taylor's Analogy Breakup Model)简称为TAB模型, 它套用了单质点的振动方式求解, 设油滴直径为 d_j , 在各种外力作用下发生振动, 若振幅 x 大于 d_j , 则认为油滴破碎, 但这种方法考虑的因素较单纯, 只适用于低速运动的油滴。此后, 美国威斯康辛大学(University of Wisconsin-Madison)的研究学者又根据高速液体射流(jet)与液滴运动的研究, 建立了 Kelvin-Helmoltz(KH)波动模型和 Rayleigh-Taylor(RT)波动模型, 并将其写入著名的 KIVA 程序, 以替代原有的 TAB 模型, 从而提出了比较适合于柴油机喷油过程高速运动油滴的破碎机理, 其原理如图 2-34 所

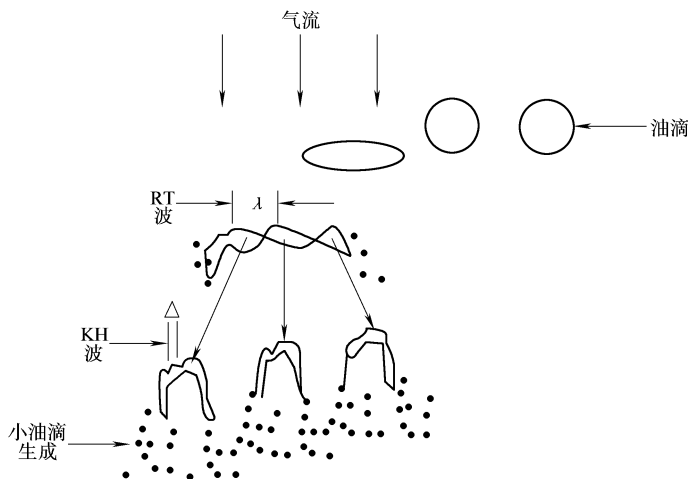


图 2-34 高速油滴破碎机理的示意图

示。图中，球形油滴在高速气流的作用下变成扁平形，然后在 Rayleigh-Taylor (RT) 不稳定表面波作用下，加速油滴扁平化，并分裂出一些大尺度碎片，然后在更短波长的 Kelvin-Helmoltz (KH) 不稳定表面波作用下，把大尺度碎片割成丝状，然后生成更细的油滴，而油滴群的集合体，即为油束，或称喷注。

然而，直至 20 世纪 90 年代为止，几乎所有的喷雾与燃烧模型，均是根据假定的边界条件(如出口流速等)认为在喷孔出口处已形成了同样尺寸的油滴或是油团(blob)，由此计算它们在燃烧室中前进过程的破碎情况，而忽略了喷油过程与喷孔中燃油流动的影响，这就出现了从喷油过程到燃烧过程计算中的脱节情况。

近年来，德国汉诺威(Hannover)大学的梅克尔(Merker)等人为了弥补了这个空缺，提出了喷雾两阶段理念和相应的数学模型，即将燃油雾化分为初次雾化与后续雾化两个阶段。其机理如图 2-35 所示。

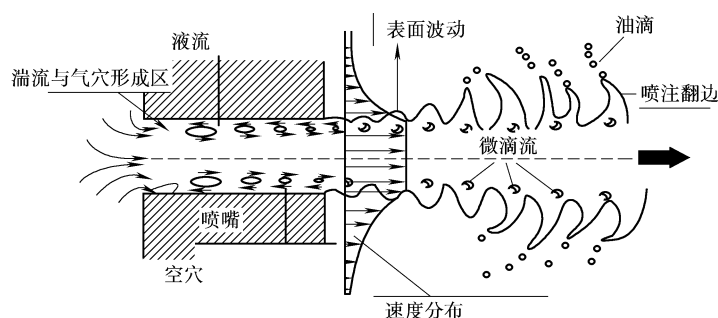


图 2-35 燃油在喷孔内及喷孔附近的雾化情况

图中的第一阶段，即初始雾化阶段发生在喷孔内及前方距喷孔直径不到 5~10 倍的距离处，这时由于燃油在喷孔入口处的急剧转向以及在喷孔内的高速流动，产生的湍流(Turbulence)和气穴(Cavitation, 又称空穴)效应会促使燃油的分裂，有助于油滴的形成。液柱中的湍流或微涡流引起的扰动，能为油滴破碎提供所需的能量是不言而喻的，而由于液流内局部真空形成的气穴(包括从溶解在燃油中空气析出的气泡或由于压力低于饱和蒸汽压时而产生的燃油蒸汽泡)一旦从喷孔进入燃烧室溃灭时产生的能量，同样也能促进燃油的雾化。由于气穴的形成条件与喷油嘴的结构和尺寸、燃油的喷射压力、温度以及挥发性质密切相关，因此这一阶段的喷雾情况也受到上述因素的很大的影响。第二阶段，即后续雾化阶段，则是油滴在燃烧室的行进过程中进行的，主要受气体阻力，即前述韦伯效应的影响。对于这一阶段的研究已比较充分，有关数学模型(如威斯康辛大学的 RT-KH 波模型)也比较成熟。现在，汉诺威大学主要针对初始雾化阶段，将计算喷孔内液体流动的欧拉(Euler)方程与计算空间雾化的拉格朗日(Lagrange)方程相结合，在两相流理论和气泡动力学基础上，建立了这一中间阶段的数学模型并将其植入 CFD-Code KIVA3V 程序中，从而构成喷油至燃烧过程完整计算链。由此可见，只要人们能在充分考虑喷油与燃烧系统结构细节的基础上，对喷油过程、油滴雾化、蒸发混合气形成与燃烧各个环节及其相互关系进行深入研究，即不仅能根据喷油规律计算出放热规律，而且能够对于柴油机的整个燃烧过程及其动力、经济与环保性能作出更为精确的预测，尽管这项工作目前尚不完善，但却为内燃机科技工作者指出了一个新的努力的方向。

最后还要简要介绍影响燃油在燃烧室内宏观与微观分布的几个评价参数，它们是：

1. 油束射程

如图 2-36a 所示为油束的简图，油束射程 (Spray Penetration) 或称油束的贯穿度表示油束的前锋至喷孔出口处的距离 L ，它对于燃油在燃烧室的纵深分布具有重要意义，选择合适的油束射程有助于提高燃烧室中空气的利用率，从而改善混合气的形成与燃烧。对于小缸径柴油机，因其燃烧室尺寸较小，必然会有一部分燃油喷射在温度较低的壁面上，增加了 HC 和 CO 的排放，当燃油从壁面反射时，若与相邻油束重叠过多，又会因局部缺氧，造成碳烟与微粒排放增加。反之，对于缸径较大的柴油机，若油束射程不足，也会使燃油得不到足够的空气而使柴油机的燃烧与排放性能恶化。因此，油束的射程必须根据具体机型及其混合气形成特点与燃烧室很好的配合。

在实际柴油机中，由于油束形成时伴随着复杂的燃油雾化、蒸发与燃烧过程，其射程随时间不断变化，因此很难精确测定，但是作为初步估算，则有不少经验与半经验公式可供使用，例如日本的和栗雄太郎 (Wakuri) 根据动量原理提出了油束贯穿常数 $\frac{L^2}{t}$ 的计算公式：

$$\frac{L^2}{t} = \frac{d_c}{\tan\left(\frac{\beta}{2}\right)} \sqrt{\frac{2\mu_c \Delta p}{\rho_a}} \quad (2-78)$$

式中 L ——油束射程(m)；

t ——贯穿时间(s)；

d_c ——喷孔直径(m)；

β ——喷雾锥角；

μ_c ——喷孔流量系数；

Δp ——喷孔处压力差(Pa)；

ρ_a ——缸内空气密度(kg/m^3)。

当柴油机运行工况一定时，压缩比 ε 与充量系数 η_v 一定，则 ρ_a 大致不变，燃料供给系统确定后，喷孔直径 d_c 与喷油压力一定，则 Δp 、 μ_c 、 β 等也大致不变，据此 $\frac{L^2}{t} = \text{常数}$ (因此称为贯穿常数)， $L \propto \sqrt{t}$ ，即油束射程随时间 t 大致呈如图 2-36b 所示的抛物线关系变化。

式(2-78)的另一个形式为

$$L = \left(\frac{d_c t}{\tan\left(\frac{\beta}{2}\right)} \right)^{0.5} \left(\frac{2\mu_c \Delta p}{\rho_a} \right)^{0.25} \quad (2-79)$$

假定油束锥角 $\beta = 16^\circ$ ，喷孔流量系数 $\mu_c = 0.7$ ，则式(2-79)可简化为

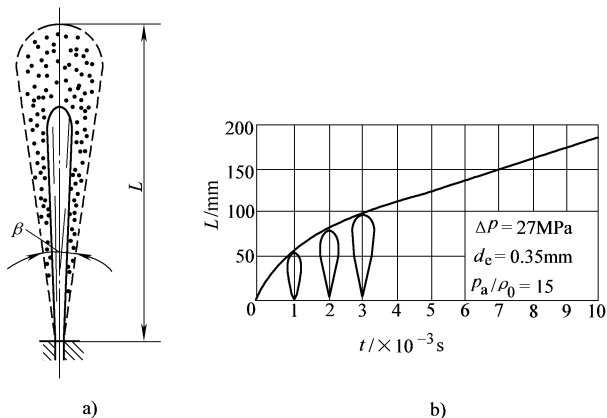


图 2-36 油束及其射程随时间变化的关系

a) 油束简图 b) 射程随时间变化关系

$$L = 2.9(d_c t)^{0.5} \left(\frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{0.25} \quad (2-80)$$

式中各项的单位与式(2-78)相同。

包括和栗公式在内的许多计算公式,均因其理论上的假定和试验依据与实际情况有一定差别,而不可能十分准确,而且它们主要适用于油束碰壁以前的情况,对于缸径较小的直喷式柴油机还应考虑燃油碰壁时撞击、转向和反弹等许多复杂的现象,这方面问题虽已有专门文献介绍,但还需进一步深入研究。

2. 喷雾锥角

喷雾锥角又称油束夹角,在图2-36a中用 β 表示,它在油束的前进过程中也是不断变化的。喷雾锥角说明油束的紧密程度, β 大表示油束比较松散,油束射程短(参见式2-78或式2-79), β 小表示油束紧密,油束射程较长。由此可见,它对燃油在燃烧室的分布也有重要参考价值。喷雾锥角的大小主要受喷油压力与喷孔尺寸的影响,作为初步估算,同样也有很多经验公式可供使用。例如,广安博之(Hiroyasu)和新井雅隆(Arai)根据容弹试验和量纲分析提出的公式为

$$\beta = 0.05 \left(\frac{\Delta p d_c^2}{\rho_a \nu_a^2} \right)^{0.25} \quad (2-81)$$

式中, ν_a 为缸内空气的运动粘度,单位为 m^2/s ,其余 Δp 、 d_c 、 ρ_a 的意义与单位与式(2-78)相同。

3. 雾化质量

雾化质量又称雾化特性,表示燃油喷散雾化的程度,一般是指喷散的细度和喷散的均匀度,喷散得越细,越均匀,说明雾化质量越好。由于燃油的喷雾中的油滴大小不同,因此只能用其平均值来表示。表示油粒平均直径的方法很多,其中应用最广的是绍特平均直径(Sauter Mean Diameter,简写 S. M. D.),其定义为

$$\text{S. M. D} = \frac{\sum_{i=1}^K N_i d_i^3}{\sum_{i=1}^K N_i d_i^2} \quad (2-82)$$

式中 N_i ——直径为 d_i 的被测量的油滴数量;

K ——直径分档数。

S. M. D 的物理意义是全部油滴的体积与其总面积之比,反过来,假定全部油滴的直径等于 S. M. D 时,其总体积与表面积将保持不变,这样就能保持油滴受热与蒸发的条件大体不变。影响油滴雾化的因素很多,根据棚泽泰(Tanasawa)和丰田(Toyota)的实验,它与喷孔直径 d_c 、油束在喷孔出口处流速 v_j 、燃油的粘度 ν 、燃烧室内空气的密度 ρ_g 和燃油的密度 ρ_f 等一系列因素有关。

$$\text{S. M. D.} = f(d_c, v_j, \nu, \rho_g, \rho_f) \quad (2-83)$$

英国里卡多(Ricardo)公司则抓住其中主要影响因素(喷孔直径 d_c 和影响喷孔内燃油流速的压差 Δp),在假定燃油温度为 573K 的条件下,给出了适于工程上应用的简化公式,即

$$\text{S. M. D} = 207.6 d_c^{0.418} (\Delta p)^{-0.351} \quad (2-84)$$

式中, d_e 单位为 mm, Δp 单位为 bar, 求出的 $S.M.D.$ 单位为 μm 。由此可见, 喷油压力越高, 喷孔越小则 $S.M.D.$ 也越小。

前已说明, 绍特平均直径主要用来说明燃油雾化的细微度, $S.M.D.$ 越小, 喷雾越细, 但是并不能反映喷雾的均匀度, 后者可用油滴最大直径与平均直径之差来表示, 这个差值越小, 喷雾越均匀。另外, 也可以用实验的方法, 把油束中的油滴直径测量出来后, 画成曲线来表示油粒的细度和均匀度, 这种曲线称为雾化特性曲线, 如图 2-37 所示, 横坐标是油滴的直径, 纵坐标是某一直径油滴约占全部油滴的百分率。曲线越窄, 越靠近纵坐标轴, 表示油滴越细越均匀, 即雾化质量越好。

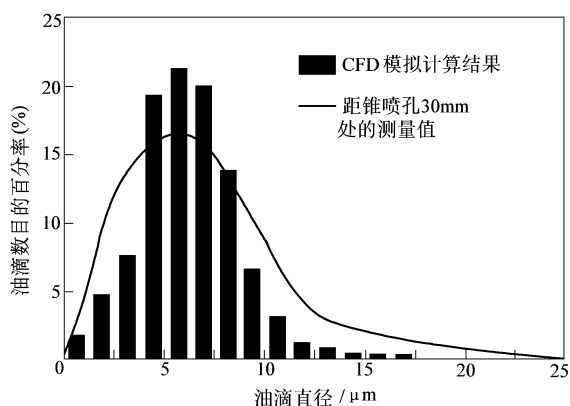


图 2-37 雾化特性曲线

第3章

柴油机的燃料喷射过程

3.1 泵-管-嘴系统的喷油过程

如图3-1所示为传统泵-管-嘴燃料供给系统的喷油过程。图中a为系统简图，b为反映喷油过程的泵端压力 p 、嘴端压力 p_N 、针阀升程 h 和喷油规律 $\frac{dV_b}{d\varphi_c}$ （将在下面介绍）等曲线。

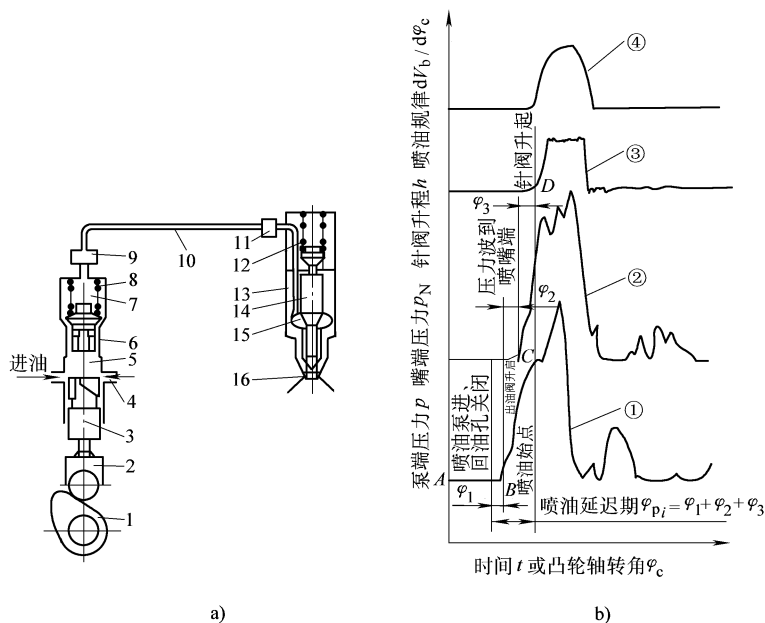


图3-1 传统泵-管-嘴燃料供给系统的喷油过程

a) 系统简图 b) 喷油过程

- 1—凸轮轴 2—挺柱体 3—柱塞 4—进、回油孔 5—柱塞腔 6—出油阀
7—出油阀紧帽 8—出油阀弹簧 9、11—传感器 10—高压油管
12—针阀弹簧 13—喷油器总成 14—针阀 15—盛油槽 16—喷嘴
①—泵端压力 ②—嘴端压力 ③—针阀升程 ④—喷油规律

柴油机在工作时，曲轴通过正时齿轮驱动喷油泵凸轮轴1旋转，燃油从油箱经过滤清器、输油泵(图中未表示,参见图1-11)以0.1~0.15MPa的压力送入喷油泵的低压油腔。当喷油泵

挺柱总成2的滚轮与凸轮基圆接触时,柱塞3处于下方,柱塞腔5与低压油腔相通,燃油经进、回油孔4进入柱塞腔。这时高压油路(由出油阀紧帽腔7、高压油管10和喷油器体内油道以及喷油嘴针阀体的盛油槽15组成)内由于上一次喷射过程已结束,喷油嘴针阀14关闭,出油阀6落座,高压油路内保持为残余压力 p_0 。随着喷油泵凸轮的转动,凸轮推动挺柱总成克服柱塞弹簧力向上运动。当柱塞顶面上升到与进、回油孔上边缘平齐时,进、回油孔关闭,柱塞腔与低压油腔隔离。柱塞再向上运动,柱塞腔内的燃油被压缩,压力升高,当压力上升到大于出油阀开启压力与高压油管内的残压 p_0 之和时,出油阀开启,燃油经出油阀紧帽腔进入高压油管、喷油器体内油路及针阀体盛油槽内。柱塞继续上升,油压升高,当针阀体盛油槽内的油压达到并超过针阀开启压力 p_{op} 时,针阀打开,向气缸内喷油。由于柱塞顶面积大,喷油器的喷孔面积小,故喷射过程中压力继续升高。当柱塞上升到螺旋槽或斜槽边缘打开回油孔以后,柱塞腔与低压油腔相通,燃油流经回油孔的开启截面进入低压油腔,柱塞腔油压下降。随后,出油阀在弹簧力和两端油压差的综合作用下开始下行,当它的减压凸缘进入出油阀座孔后,出油阀紧帽腔与柱塞腔隔离,使紧帽腔到喷油器所组成的高压油路内保持一定量燃油,但出油阀仍继续下行到落座。在出油阀落座过程中,由于减压容积的作用,使高压油路中燃油压力迅速下降,当针阀体盛油槽内的燃油压力小于针阀关闭压力时,针阀落座,喷油停止。以下将要讲到,由于燃油的可压缩性与惯性,喷油泵端产生的压力是以压力波的形式以声速 a 向喷油嘴端传递并根据嘴端与泵端的边界条件在高压油管内来回反射的。若出油阀卸载容积较小,在喷油结束后,压力波需经过好几次来回反射才逐渐衰减至残余压力 p_0 (图3-2a);若出油阀卸载容积较大,则压力波衰减很快,残压迅速趋向于零,即压力波不再来回反射(图3-2b)。

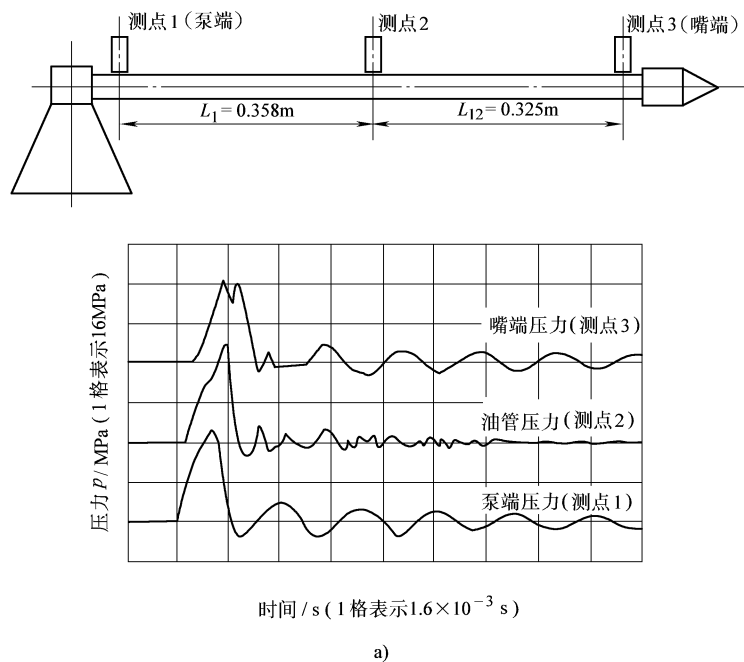


图3-2 泵-管-嘴燃料供给系统中的压力波动情况

a) 残压 $p_0 > 0$, 有压力波反射

测点1—泵端压力 测点2—高压油管中部压力 测点3—嘴端压力

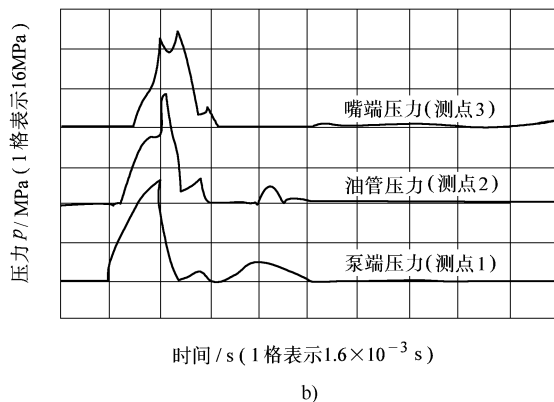


图 3-2 泵-管-嘴燃料供给系统中的压力波动情况(续)

b) 残压 $p_0 = 0$, 无压力波反射

测点 1—泵端压力 测点 2—高压油管中部压力 测点 3—嘴端压力

3.2 几何供油规律和喷油规律

几何供油规律, 或简称供油规律是指从几何关系上求出的单位凸轮转角(或单位时间)内喷油泵供入高压油路中的燃油量即供油率 $\frac{dV_p}{d\varphi_c}$ 或 $\frac{dV_p}{dt}$ 随凸轮转角 φ_c (或时间 t) 的变化关系(供油率有时也称供油速率)。它完全是由柱塞的直径和凸轮型线的运动特性决定的, 即

$$\frac{dV_p}{d\varphi_c} = f(\varphi_c) = A_p w_p \quad (\text{mm}^3/\text{°CaA}) \quad (3-1a)$$

或

$$\frac{dV_p}{dt} = f(t) = A_p w_p \quad (\text{mm}^3/\text{s}) \quad (3-1b)$$

式中, $A_p = \frac{\pi}{4} d_p^2$ 为柱塞顶面积(mm^2), d_p 为柱塞直径(mm), w_p 为有效行程段的柱塞速度, 在式(3-1)中 w_p 的单位按凸轮转角计, 即 $\text{mm}/\text{°CaA}$, 式(3-1a)中 w_p 的单位为 mm/s 。

在图 3-3 中, 曲线 h_p 为挺柱升程, w_p 为挺柱或柱塞速度, 当柱塞顶面积一定时, w_p 正比于几何供油规律, 即 $w_p \propto \frac{dV_p}{d\varphi_c}$, h_{ps} 相当于几何供油始点(柱塞顶面关闭进回油孔), h_{pe} 相当于几何供油终点(柱塞螺旋槽或斜槽棱边打开进回孔), $(h_{pe} - h_{ps}) = h_e$ 为几何有效供油行程, 柴油机运转时, 由于进回油孔的节流作用, 实际供油量会略大于几何供油量, 即柱塞的实际有效供油行程会略大于几何供油行程, $\varphi_{pe} - \varphi_{ps} = \Delta\varphi_p$ 为几何

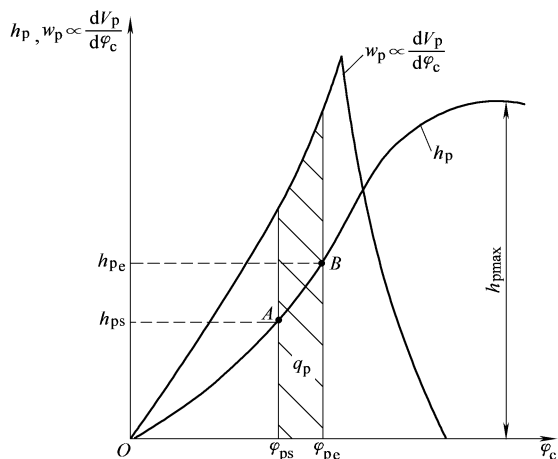


图 3-3 柱塞升程及供油率曲线

供油持续角，图上的阴影线面积乘以柱塞面积 A_p 后即为每循环几何供油量 q_p ，即

$$q_p = A_p \int_{\varphi_{ps}}^{\varphi_{pe}} w_p d\varphi_c \quad (\text{mm}^3/\text{循环}) \quad (3-2)$$

q_p 再除以几何供油持续角 $\Delta\varphi_p$ 后即可得平均几何供油率，即

$$Q_{pm} = \left(\frac{dV_p}{d\varphi_c} \right)_m = \frac{q_p}{\Delta\varphi_p} = \frac{A_p}{\Delta\varphi_p} \int_{\varphi_{ps}}^{\varphi_{pe}} w_p d\varphi_c \quad (\text{mm}^3/^\circ\text{CaA}) \quad (3-3)$$

以上供油规律及其相关参数如 q_p 和 Q_{pm} 等既是设计喷油泵的主要依据，也是评价喷油泵工作能力的重要指标。

喷油规律是指在喷油过程中，单位凸轮转角（或单位时间）内从喷油器喷入气缸的燃油量，即喷油率 $\frac{dV_b}{d\varphi_c}$ 或 $\frac{dV_b}{dt}$ 随凸轮转角 φ_c （或时间 t ）的变化关系（喷油率有时也称喷油速率），即

$$\frac{dV_b}{d\varphi_c} = f(\varphi_c) \quad (\text{mm}^3/^\circ\text{CaA}) \quad (3-4a)$$

或

$$\frac{dV_b}{dt} = f(t) \quad (\text{mm}^3/\text{s}) \quad (3-4b)$$

喷油规律的表达式与供油规律相似，而且它也是由供油规律演变而来的，但由于整个系统综合作用，因此在形状与相位上均与供油规律有明显差异（图 3-4）。

由图可见，首先由于高压油管的压力波从泵端传到嘴端需要一定的时间，喷油规律的始点 B （ φ_{js} ）要迟于供油规律的始点 A （ φ_{ps} ），即存在一个喷油滞后角 $\Delta\varphi_{pj}$ 。其次，由于高压油路中燃油的可压缩性等因素的影响，喷油的持续时间要大于供油持续时间，即 $\Delta\varphi_j > \Delta\varphi_p$ ，喷油规律曲线的峰值也就相应小于供油规律的峰值。再考虑到燃油在高压下通过柱塞精密偶件微小缝隙的泄漏，则喷油规律曲线面积下表示的每循环喷油量 q 和平均喷油率 Q_m ，即

$$q = \int_{\varphi_{js}}^{\varphi_{je}} \left(\frac{dV_b}{d\varphi_c} \right) d\varphi_c \quad (\text{mm}^3/\text{循环}) \quad (3-5)$$

和

$$Q_m = \frac{q}{\Delta\varphi_j} \quad (\text{mm}^3/^\circ\text{CA}) \quad (3-6)$$

均要略低于每循环几何供油量 q_p 和平均几何供油率 Q_{pm} 。最后，喷油规律的曲线形状也与供油规律有明显的不同。

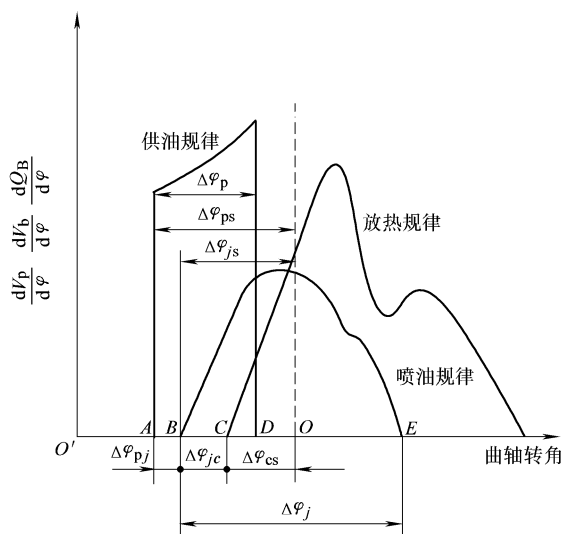


图 3-4 几何供油规律、喷油规律与放热规律之间的比较

A—几何供油始点（ φ_{ps} ） B—喷油始点（ φ_{js} ） C—燃烧始点（ φ_{cs} ）

D—几何供油终点（ φ_{pe} ） E—喷油终点（ φ_{je} ） O—上止点

$\Delta\varphi_{ps}$ —供油提前角 $\Delta\varphi_p$ —供油持续角 $\Delta\varphi_{js}$ —喷油提前角

$\Delta\varphi_{pj}$ —喷油滞后角 $\Delta\varphi_j$ —喷油持续角 $\Delta\varphi_{cs}$ —着火提前角

$\Delta\varphi_{jc}$ —着火滞后角



在前一章中已说明, 喷油规律对柴油机的燃烧过程有着重大影响, 为此, 在图 3-4 中也给出了柴油机燃烧时的放热规律曲线, 它也是在喷油规律的基础上通过混合气形成与燃烧而形成的。通过对图中供油规律、喷油规律与放热规律三条曲线的比较不仅可以使我们看到三者的区别, 也有助于我们进一步理解三者之间的因果关系与内在联系, 需要说明的是, 为了便于和放热规律比较并正确定义相互之间的各种角度, 图 3-4 中的供油规律与喷油规律曲线上的纵坐标均已转换为单位曲轴转角的供油率或喷油率, 横坐标则为曲轴转角。

3.3 喷油规律的确定

喷油规律的确定通常分为试验法、试验计算法和计算法三种。

1. 试验法

由于喷油器是装在气缸盖上, 喷油嘴伸在燃烧室内, 因此不可能在实际运转的柴油机上测定喷油规律, 故所谓的试验测定法只能在喷油泵试验台上进行。为此曾先后出现了蜂孔转盘法(用量筒直接测流量)、容积-压力法(测量一定容积内喷油后的压力变化)、动量法(测量燃油喷在压电薄膜上的冲击力)与博世(Bosch)长管法等, 其中以 Bosch 长管法最为简便实用, 它是用测量细长管内压力随时间的变化来确定喷油规律的, 也是目前在喷油泵试验台上应用最广的一种测量方法, 其工作原理如图 3-5 所示。

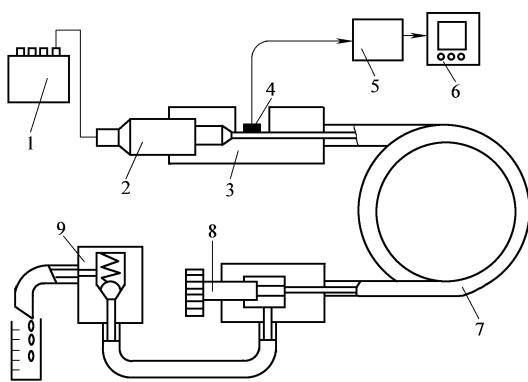


图 3-5 用 Bosch-长管法测量喷油规律的装置

1—喷油泵 2—喷油器 3—测压接头 4—压力传感器

5—放大器 6—示波器 7—细长管 8—节流阀 9—背压阀
喷油器 2 安装在长管一端, 用电阻应变片测量一段薄壁管的变形或直接用压力传感器(图中 4)测量管内油压, 长管另一端装有节流阀 8 和背压阀 9, 以调节管内背压的水平。喷油器向长管内喷油时, 其体积流量 Q 、即喷油率 $\frac{dV_b}{dt}$ 的表达式为

$$Q = \frac{dV_b}{dt} = Au \quad (3-7)$$

式中, A 为细长管截面积; u 为燃料在管中的流速。

按非稳定流中一维压力波的理论, 参见后面式(3-20)的推导, 管内压力波 $p(t)$ 可以表达为

$$p(t) = \rho a u \quad (3-8)$$

式中, a 为声速; ρ 为燃油密度; 由式(3-7)和式(3-8)化简得到喷油速率表达式为

$$\frac{dV_b}{dt} = A \frac{1}{\rho a} p(t) \propto p(t) \quad (3-9)$$

因此, 只要我们测出长管内的压力变化, 即可求得喷油规律。

在 Bosch 长管仪中, 油管的长度要足够长, 截面需保持一定, 这样喷油压力波就可以不受管截面突变和长管端反射波的影响, 保证喷油规律测定的精度。为做到这一点, 细长管的

长度 L 应保证由其出口端所生产的反射波反射到喷油嘴端所需的时间大于喷油持续期 t_z ($t_z < 2L/a$), 且保证在下一个循环之前管内的压力波已经完全衰减。大量试验表明, 实测的压力波为 4 个波形时(一个喷油波形和三个反射波形)测量精度较高。图 3-5 中的背压阀 9 可用于模拟气缸压力的大小, 而节流阀 8 用来调节长管中的压力, 调整节流阀改变流通截面的大小, 可得到所需实测压力波的个数。

无论采用哪一种方法来测量喷油规律, 都存在着一个标定的问题, 另外由于燃油的密度和压缩性均与压力及温度有关, 为此还需进行必要的修正才能保证足够的测量精度。

2. 试验计算法

这种方法根据测量所得的喷油压力、气缸压力和针阀升程来确定喷油规律, 因此也称为压力-升程法。由于其工作条件与实际运转柴油机比较一致, 因而也是目前在柴油机试验台上应用得最为广泛且比较准确的确定喷油规律的方法, 其测量与计算原理如图 3-6 所示。

由喷油器的喷孔流量方程知, 瞬时喷油速率(单位为 mm^3/s , mm^3/CaA 或 $\text{mm}^3/^\circ\text{CA}$)与喷孔有效截面以及喷孔前后的压差有关, 其计算公式为

$$\frac{dV_b}{dt} = \mu f \sqrt{\frac{2(p - p_z)}{\rho}} \times 10^3 \quad (\text{mm}^3/\text{s}) \quad (3-10a)$$

或

$$\frac{dV_b}{d\varphi_c} = \frac{\mu f}{6n_p} \sqrt{\frac{2(p - p_z)}{\rho}} \times 10^3 \quad (\text{mm}^3/^\circ\text{CaA}) \quad (3-10b)$$

式中 μf ——喷油器有效流通截面(mm^2), 其值随针阀升程的变化规律应在专门的 μf 试验台上测得;

p ——喷油压力(Pa);

p_z ——气缸压力(Pa);

ρ ——燃油密度(kg/m^3);

n_p ——喷油泵转速(r/min);

t 或 φ_c ——时间或凸轮转角。

为此, 确定某一工况下的喷油规律时, 必须首先测得柴油机的气缸压力 p_z (示功图)、喷油压力 p 和针阀升程, 再在专用的流量系数试验台(μf 试验台上)测得随针阀升程 h 而变的喷嘴有效流通面积 μf (f 为各喷孔几何总流通面积, μ 为流量系数), 由此计算出喷油规律,

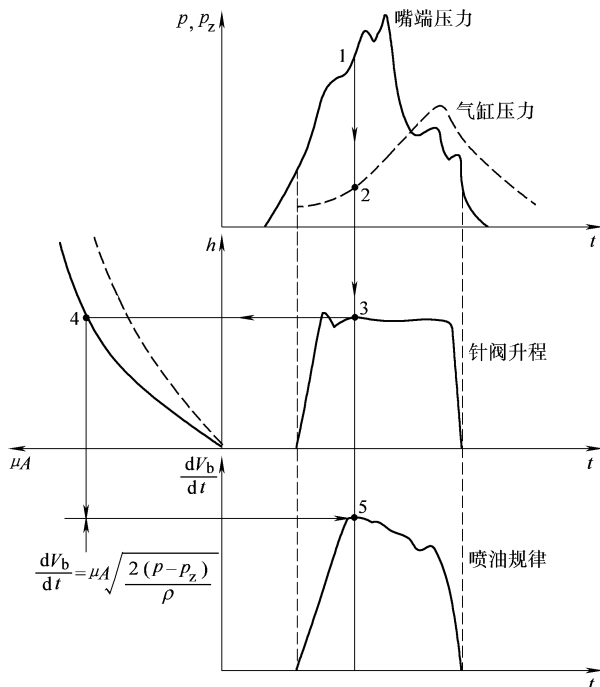


图 3-6 用压力-升程法确定喷油规律的步骤

其步骤如图 3-6 所示。

尽管这个方法比较接近实际情况，也应用得比较普遍，但也还存在以下两个需要说明的问题。首先是喷油压力 p 应当为喷孔前盛油槽或压力室内的压力，但由于这个压力的测量十分困难，对于运转中的柴油机而言实际上是不可能的，故往往采用高压油管嘴端压力来代替，这就在数值上与相位上不可避免有一定误差，为校正这个误差可以开发专门的计算程序来弥补，但因过于复杂，一般不再采用。其次是 μf 的测量也并不容易，不仅需要专门的试验台，而且由于 μf 本身受到压力、温度、试验压差与背压（喷入大气环境还是喷入有背压的环境）等一系列因素的影响，需对测量结果进行必要的修正。例如，当背压为零，即燃油喷入大气环境中时， μf 要比有背压时有较大幅度的降低（达 10% 左右，见图 3-6 中左方虚线）。其原因是在压差很大而又在无背压的情况下，喷孔内会出现局部气穴（Cavitation）现象，使实际流通截面进一步缩小的缘故。

3. 计算法

喷油规律也可以采用完全理论计算的方法来求出。实际上，喷油过程计算的主要任务也就是确定包括喷油规律在内的燃料供给与调节系统的各项主要指标与参数，有关内容将在以下加以简要介绍。

3.4 喷油过程计算方法简介

喷油过程计算时，要将实际燃料供给系统适当加以简化，抓住其结构与工质（燃油）性质的主要特点，应用已经掌握的科学知识，建立相应的物理和数学模型（简称计算模型），对整个系统数学求解，得到包括供油压力（泵端）、喷油压力（喷嘴）、针阀升程、喷油量与喷油规律等在内的一系列参数，从而达到能够预测喷油过程的基本特性，研究各参数变化对喷油特性的影响，解决燃料供给系统与整机匹配中相关问题等目的。利用燃料供给系统的计算结果，结合缸内过程的模拟计算，还能对柴油机的喷雾、混合气形成与燃烧过程进行深入的研究。

柴油机燃料供给系统计算时所依据的基本理论仍然是：基于质量守恒定律的流体连续性方程，基于动量定理的运动微分方程以及基于能量守恒定律的能量微分方程。尽管这些计算的理论与公式已早为人知，但只有在电子计算机广为应用以后，才能得到实用推广并发展到今天比较完善的程度。

燃油的可压缩性是在燃料系统计算中必须考虑的一个因素。它可以用压缩性系数即单位压力变化引起的容积相对变化 β 来表示，即

$$\beta = -\frac{dV}{Vdp} \quad (3-11)$$

式中，负号表示压缩，其值随压力而变（随压力的增加而减小），当压力变化为 0 ~ 50MPa 时，柴油的 $\beta = (4 \sim 6.5) \times 10^{-4} (\text{MPa})^{-1}$ 。压缩系数 β 的倒数称为燃油的弹性模量 E ，即

$$E = \frac{1}{\beta} = -\frac{Vdp}{dV} \quad (3-12)$$

当压力变化为 0 ~ 50MPa 时，柴油的 $E = (1.5 \sim 2.5) \times 10^3 \text{MPa}$ 。知道了 E 和燃料的密度 ρ 以后，即可得出声音在燃油中的传播速度，即

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (\text{m/s}) \quad (3-13)$$

以后还将说明声速表达式本身就是描述燃油可压缩性的物态方程。柴油机燃料供给系统也像所有液力装置一样,由许多单元组成,其简图如图3-7所示。图中: B 表示各种容积,图a为封闭式容积,图b为强制改变式容积,图c为开式(与大气相通)容积; V 表示各种阀门,图d为泵端出油阀或球阀,图e为喷油嘴针阀; Z 表示强制开闭式油道(图中为f); K 表示截面面积不变的通道,例如高压油管,其中 R 表示短管, L 表示长管(图中为g); S 表示精密偶件的微小缝隙(图3-7h)。所有符号的下标 i 表示该类元件在燃料供给系统中的序数。如图3-8所示则为由部分上述单元组成的采用等压式出油阀的传统的泵-管-嘴燃料供给系统的计算模型,由于没有考虑各部分的泄漏,故图中未出现“ S ”。

在对整个系统计算时,需找出以上各个元件的数学表达式以及它们之间相互关系,其中对于各类容积(B)应采用连续性方程,例如对于柱塞顶部空间 B_4 ,应写为

$$\frac{dV_p}{dt} = A_p w_p = \beta V_{B4} \frac{dp}{dt} + \sum_{i=1}^n Q_i \quad (3-14)$$

式中,左边 $\frac{dV_p}{dt} = A_p w_p$ 即为几何供油率,由喷油泵结构参数(凸轮型线与柱塞面积)给出,右边第一项 $\beta V_{B4} \frac{dp}{dt} = \frac{dV}{dt}$ 表示容积中燃油在高压下于单位时间内受到的压缩量。集中容积中压力的变化实际上也是压力波不断反射叠加的结果,但由于这些容积几何路程很短,可以略去压力波传递的时间,认为容积内同一瞬间各处压力都是相等的, p 即代表整个容积的压力;右边第二项 $\sum_{i=1}^n Q_i$ 表示单位时间内经各个连接通道与阀门(Z, V)流出该容积的流量的总和,其中各 Q_i 的表达式为

$$Q_i = (\mu f)_i \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta p_i)} dt \quad (3-15)$$

式中, Δp_i 为连接通道两端容积内的压力差, $(\mu f)_i$ 为有效流通截面(mm^2), μ 为流量系数, f 对于截面不变的通道为定值,但对于强制开闭的通道 Z_1 与 Z_2 以及出油阀 V_1 则为变数。

对于喷油器的压力室 B_3 也可以采用类似的数学表达式,即

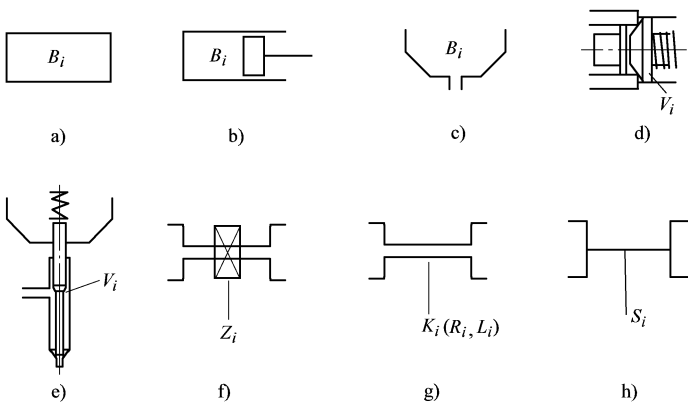


图 3-7 组成液力装置各单元的示意图

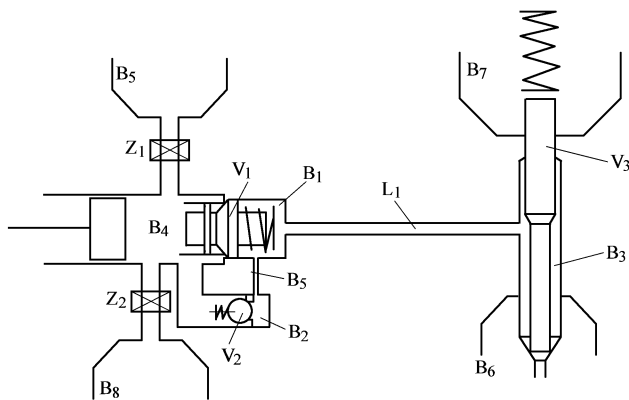


图 3-8 泵-管-嘴燃料供给系统的计算模型

$$\begin{aligned}\frac{dV_l}{dt} &= A_l w_f = \beta V_{B3} \frac{dp}{dt} + \sum_{i=1}^{i=n} Q_i \\ &= \beta V_{B3} \frac{dp}{dt} + \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_x)} = \beta V_{B3} \frac{dp}{dt} + \frac{dV_b}{dt}\end{aligned}\quad (3-16)$$

这里左项 $\frac{dV_l}{dt} = A_l w_f$ 为单位时间内经高压油管流入喷油器的燃油量 (A_l 为高压油管内流动面积, w_f 为管内燃油流速); 右边第一项为压缩项, 第二项为单位时间内经喷油嘴喷入气缸中的燃油, $\sum_{i=1}^{i=n} Q_i = Q = \frac{dV_b}{dt} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_x)}$ 即喷油率, 式中 μf 为喷油嘴的有效流通截面, p 为喷油压力, p_x 为气缸内的背压。

当喷油泵出油阀 V_1 和针阀 V_3 运动时, 其流通截面均随出油阀升程 h_1 或针阀升程 h_3 而变, 它们的运动规律则应按相应的动量微分方程计算:

$$m_i \frac{d^2 h_i}{dt^2} = \sum_{i=1}^{i=n} F_i \quad (3-17)$$

这里 m_i 表示出油阀或针阀的质量, $\frac{d^2 h_i}{dt^2}$ 表示它们的加速度, F_i 表示作用在出油阀或针阀上的外力, 包括由于阀门两侧的压力差或承压面积差造成的力、与阀门运动速度成正比的阻尼力以及复位弹簧的作用力, 等等。

在列出各集中容积的连续性方程时, 还要注意对计算过程中时间上各个阶段进行划分, 例如当出油阀 V_1 未打开而进出油孔 Z_1 、 Z_2 已关闭时或喷油器未打开时, B_4 与 B_3 相当于图 3-7b 的情况, 这时 $\sum_{i=1}^{i=n} Q_i = 0$, 柱塞上行时的供油率或喷油器进口处的燃油流量, 只用来对系统内的燃油进行压缩, 即有

$$A_p w_p = \beta V_{B4} \frac{dp}{dt} \quad \text{或} \quad A_l w_f = \beta V_{B3} \frac{dp}{dt}$$

当柱塞已停止供油 ($A_p w_p = 0$) 或喷油器不再进油 ($A_l w_f = 0$) 而出油阀或针阀尚未关闭时, 燃油又会由于卸压后的膨胀作用继续经出油阀或针阀流出, 即有

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_i = -\beta V_{B3} \frac{dp}{dt}$$

总而言之, 在对柴油机燃料供给系统进行数值模拟计算时, 必须要仔细对系统各部分进行分解并加以适当简化, 在全面分析各部分相互关系的前提下, 列出这些单元在各个供油与喷油阶段时的计算公式。以上介绍的只是有关集中容积的连续性方程与运动件的运动方程的计算方法, 目的是讲清计算的基本概念, 并没有列出各部分计算中的所有细节。

这里我们还要着重介绍一下连接喷油泵与喷油器的高压油管对喷油过程的影响, 这是柴油机燃料供给系统计算中十分关键的部分, 因为不论是泵-管-嘴系统中的长管 (L) 或短管 (R), 还是共轨系统中由高压油轨通往各喷油器的油管, 均不能作为集中容积来处理, 因为在同一时间内油管各处压力并不相等, 而且是以压力波形式在各点之间进行传播的, 通常我们是将其当作为可压缩流体的一维不定常流动来处理的。为此, 必须依靠流体连续性方程与动量方程来确定声速的表达式并建立“波动”方程, 其原理如下所述:

在图 3-9a 中, 在管道截面上 1-1 处, 有一个假想面积为 A (等于管道内流动面积) 的柱

塞，以速度 $u + du$ 向前运动，使介质受到压缩，压力从 p 增加为 $p + dp$ ，并以声速 a 向前传播，这时作用在截面上的力为 $dF = Adp$ ，经过时间 dt 以后，压力波前锋传至截面 2-2 处，其间的距离为 $L = a dt$ ，这时在原来波峰面上压力由 p 增加为 $p + dp$ ，速度由 u 增加为 $u + du$ ，这一小段流体 $L = a dt$ ，也因此受到压缩，压缩量为 $dL = -du dt$ ，密度则由 ρ 变为 $\rho + d\rho$ 。根据质量守恒定律，这段液柱在压缩前后的质量应当相等，即有

$$m = AL\rho = A(L + dL)(\rho + d\rho)$$

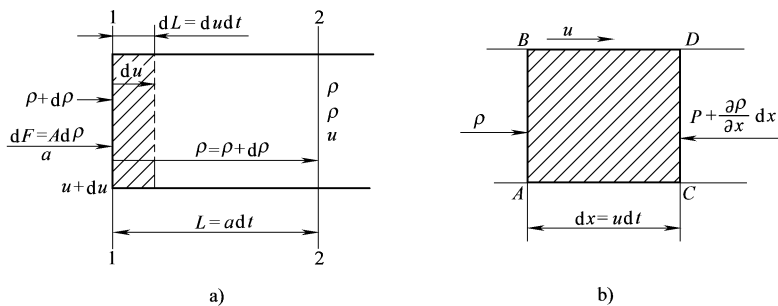


图 3-9 高压油管内的液力过程

a) 声速的确定 b) 波动方程的建立

展开、化简并略去高阶无穷小量 $dLd\rho$ 后可得

$$Ld\rho + \rho dL = 0 \quad (3-18)$$

$$(adt) d\rho - (du dt) \rho = 0$$

$$a = \rho \frac{du}{d\rho} \quad (3-19)$$

另外，根据牛顿第二定律，作用在上述这段流体两端作用力之总和应当等于这段流体质量乘以其加速度，即有

$$[(p + dp)A - pA] = dpA = A\rho L \times \frac{du}{dt} = A\rho adt \times \frac{du}{dt}$$

故有

$$dp = \rho a du$$

$$a = \frac{dp}{\rho du} \quad (3-20)$$

将式(3-19)与式(3-20)相乘可得

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho} \quad (3-21)$$

再根据式(3-12)的燃料弹性模量 E 的定义，有

$$E = \frac{-dpV}{dV} = \frac{-dp(AL)}{AdL} = \frac{-dpL}{dL}, \text{ 可得 } Ld\rho + dLE = 0$$

代入式(3-18)后，可得

$$\frac{dp}{d\rho} = \frac{E}{\rho}$$

因此，推导的声速表达式与式(3-13)所表达的完全一致，即有

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho} = \frac{E}{\rho} \text{ 或 } a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3-22)$$

上述声速的表达式实际上就是描述燃油可压缩性的物态方程。在此基础上,可进一步根据质量守恒与牛顿第二定律,求出压力波在管道中传播的规律。为此,在如图 3-9b 所示管道中取一小段控制容积 $ABCD$,其长度为 $dx = udt$, (u 为燃油在管内的流速)若不考虑管壁流动损失,则按牛顿第二定律,可以列出它的运动方程如下:

$$Ap - A(p + \frac{\partial p}{\partial x}dx) = (A\rho dx) \frac{du}{dt}$$

其中 $\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x}$, 代入上式后, 可得

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (3-23)$$

由于管道内燃油流速 u 要比声速 a 小很多, 一般 $u \leq 40\text{m/s}$, 而 a 在 $1300 \sim 1500\text{m/s}$ 之间, 因此反映流速及其变化的 $u \frac{\partial u}{\partial x}$ 项与反映声速数量级的 $\frac{\partial u}{\partial t}$ (因压力波传递而引起的速度变化) 相比可以略去, 即 $\frac{du}{dt} \approx \frac{\partial u}{\partial t}$, 故上式又可简化为

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (3-24)$$

同时按连续流动方程, 在 dt 时间内经 AB 截面流入控制容积的质量为 $A\rho udt$, 经 CD 截面流出控制容积的质量为 $A(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x}dx)dt$, 这就引起控制容积中密度的变化, 而由密度变化引起的质量变化为

$$A\rho dx - A(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial t}dt)dx = \frac{\partial \rho}{\partial t}A dt dx$$

但根据质量守恒定律, 上述变化应等于流入与流出控制容积质量之差, 即

$$A(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x}dx)dt - A\rho udt = -\frac{\partial \rho}{\partial t}A dt dx$$

展开整理后即有

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} &= \frac{\partial \rho}{\partial t} \\ u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \quad (3-25)$$

由于同样的原因, 略去比其他项小很多的 $u \frac{\partial \rho}{\partial x}$ 项以后可得

$$\rho \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3-26)$$

此外, 在声速 $a^2 = \frac{dp}{d\rho}$ 的公式(式 3-21)中, 将 $d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x}$ 和 $d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x}$ 代入并略去

含 u 的 $u \frac{\partial \rho}{\partial x}$ 和 $u \frac{\partial \rho}{\partial x}$ 项以后, 可得 $a^2 = \frac{\partial p}{\partial \rho}$, 再代入式(3-26)以后可得

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (3-27)$$

将式(3-24)与式(3-27)分别对 x 和对 t 微分, 再相减以后即可得出



$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (3-28)$$

或

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (3-29)$$

式(3-28)和式(3-29)就是用来求解管道中压力波或速度波传播的波动方程。它们均为两阶双曲线型的偏微分方程，它们中任一个均与式(3-24)与式(3-27)构成的一阶微分方程组式(3-30)是等价的，只是表达的方式不同而已：

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \quad (3-30)$$

对于波动方程的通解，一般是采用达朗贝尔(D'Alembert)的形式，即

$$p = p_0 + f_1\left(t - \frac{x}{a}\right) - f_2\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (3-31)$$

$$u = u_0 + \frac{1}{a\rho} \left[f_1\left(t - \frac{x}{a}\right) + f_2\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad (3-32)$$

式中， p_0 和 u_0 分别为压力波传播前管内的初始压力和速度。由于在两次喷射之间，系统内的燃油流动与压力波动已停止，故 $u_0 = 0$ ， p_0 为系统残余压力。 $f_1\left(t - \frac{x}{a}\right)$ 和 $f_2\left(t + \frac{x}{a}\right)$ 为偏微分方程通解中的任意函数，取决于高压油管两端即泵端与嘴端的边界条件。 f_1 或 f_2 函数表示的是一个以速度为 a 的波动传播过程，它们的单位为压力单位， $f_1\left(t - \frac{x}{a}\right)$ 表示前进压力波(由喷油泵传向喷油嘴)， $f_2\left(t + \frac{x}{a}\right)$ 表示反射压力波(由喷油嘴返回喷油泵)。

如图3-10所示，即为喷油泵压力向喷油嘴传播过程以及前进压力波与反射压力波相互叠加的示意图。

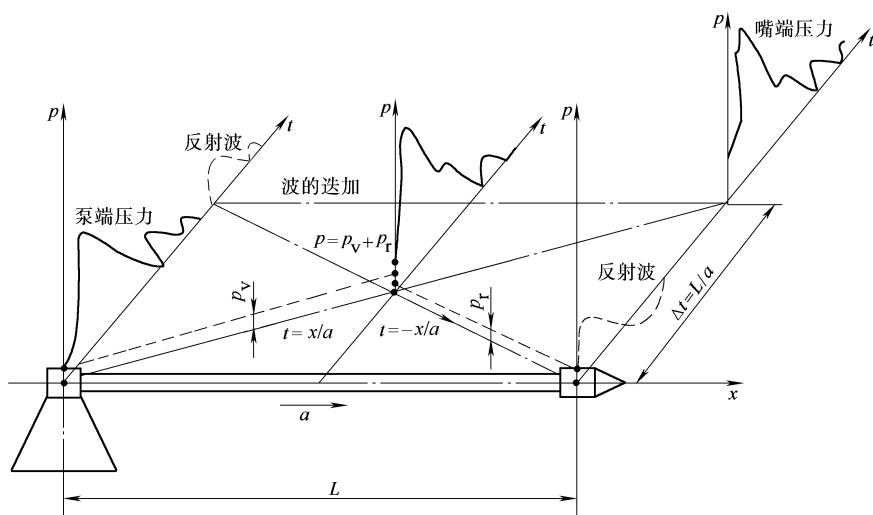


图3-10 柴油机燃料供给系统中压力波传播与叠加示意图

实际上,波动方程是可以通过特征线法将其化为常微分方程来求解的,而图 3-10 的 $x-t$ 平面中斜率 $\frac{dt}{dx} = \pm \frac{1}{a}$ 的交叉线簇即为压力波传播的特征线。

总之,对于整个喷油系统,若能建立从喷油泵经高压油管至喷油嘴各个环节的物理与数学模型且能弄清楚各环节之间的相互联系,即不难采用数值计算方法在计算机上联立求解,得出泵端压力、喷端压力、针阀升程与喷油规律在内的各种重要参数(图 3-11),从而使我们对整个燃料供给系统的工作有一个全面的了解,以便研究各参数变化对整个系统工作的影响。

但是为了使计算工作不要过于复杂,在一般计算中往往也作出很多简化与假设,例如:

(1) 不考虑管壁摩擦带来的流动损失,这一点对于管道不太长(不超过 1m)的情况,不会引起很大的误差,对于管道较长的情况,则需考虑因流体阻力而引起的压力损失,为此引入了摩擦阻力项:

$$\frac{\partial p_f}{\partial x} = 2k\rho u$$

式中, k 表示流体阻力系数,其值取决于高压油管的内径、壁面粗糙度以及燃油的流速与粘度(图 3-12)。

这样,式(3-30)就变为

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + 2ku &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \quad (3-33)$$

相应的波动方程则变为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - 2k \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3-34)$$

或

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - 2k \frac{\partial u}{\partial t} \quad (3-35)$$

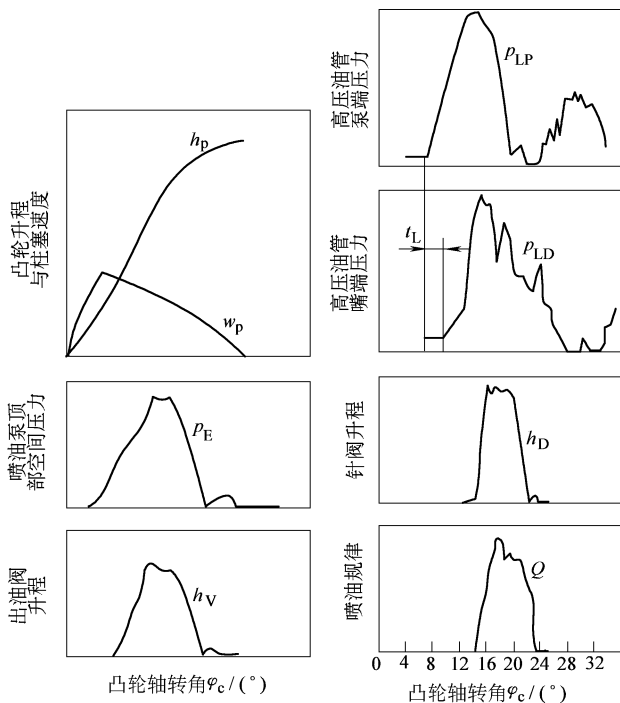


图 3-11 典型燃料供给系统的计算结果

h_p —凸轮升程 w_p —柱塞速度 p_E —喷油泵柱塞顶部空间压力
 h_V —出油阀升程 p_{LP} —高压油管泵端压力 p_{LD} —高压油管嘴

端压力 h_D —针阀升程 $Q = \frac{dV_b}{dt}$ —喷油规律

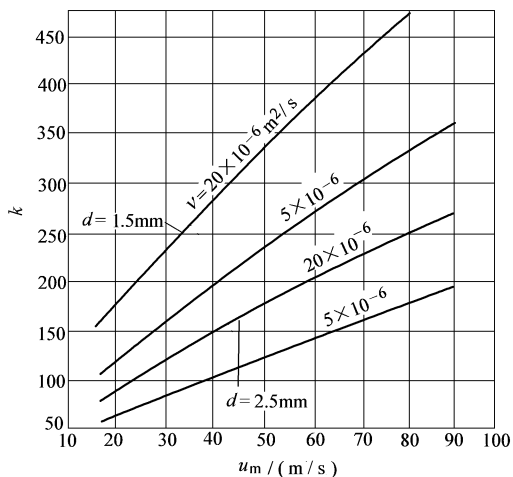


图 3-12 高压油管内径 d 、燃油粘度 ν 以及燃油平均流速 u_m 与流体阻力系数 k 之间的关系

其解为(推导从略)

$$p = p_0 + e^{-kt} \left[f_1 \left(t - \frac{x}{a} \right) - f_2 \left(t + \frac{x}{a} \right) \right] \quad (3-36)$$

$$u = u_0 + \frac{1}{ap} e^{-kt} \left[f_1 \left(t - \frac{x}{a} \right) + f_2 \left(t + \frac{x}{a} \right) \right] \quad (3-37)$$

对比式(3-31)、式(3-32)与式(3-36)、式(3-37)可知,当有管道摩擦阻力存在时,压力波与速度波是随时间逐渐衰减的。

(2) 不考虑燃油温度的变化。这一点对于喷油压力不高的情况,不致引起很大的误差,但是随着喷油压力的提高与压力变化的加剧,燃油温度的变化就不得不予以考虑,因为当压力变化 10MPa 时,燃油温度变化约为 1.2K,而燃油温度的变化反过来又会对其粘度与密度产生影响,从而影响喷油过程。为了计算燃油的温度,除了压力变化以外,还必须考虑管壁传热以及壁面摩擦与局部节流损失等引起的能量耗散,为此必须引用热力学第一定律与传热学方面的知识。

(3) 将燃油密度与弹性模量(即声速)以及粘度均视为常数。这一点在燃油压力不高的情况下也不致引起很大误差,但是在高压喷射系统(泵-喷嘴与共轨系统)计算时,则不能不予以考虑,例如在图 3-13 中,图 a 表示燃油密度随压力与温度的变化关系,图 b 表示在高压无“气穴”现象时,燃油中声速随压力与温度的变化关系。

(4) 对喷油系统内的气穴(Cavitation)现象,只作以简单的处理,即认为压力等于零时产生气穴,然后用质量守恒定律(连续方程)计算气穴容积的形成或填充。应当指出,用这种简单处理的方法很难得到满意的计算结果。因为气穴产生时,破坏了介质的连续性与压力波传播的规律。这时比较合理的方法,是将产生气穴以后的燃料作为两相介质处理,采用较低的声速进行计算,才能取得较为精确的计算结果。两相介质的声速除了与压力 p 、温度 T 和密度 ρ 有关以外,还受到空隙率 $\alpha = \Delta V/V$ (V 为系统总容积, ΔV 为其中的气穴容积)的很大影响,其表达式为

$$a = \sqrt{\left[\frac{Epk}{pk(1-\alpha) + E\alpha} \right] \left[\frac{p\alpha}{RT} + \rho(1-\alpha) \right]} \quad (3-38)$$

式中,除 a 为声速(m/s)以外,还有 E 为燃油的弹性模量(MPa), ρ 为燃油的密度

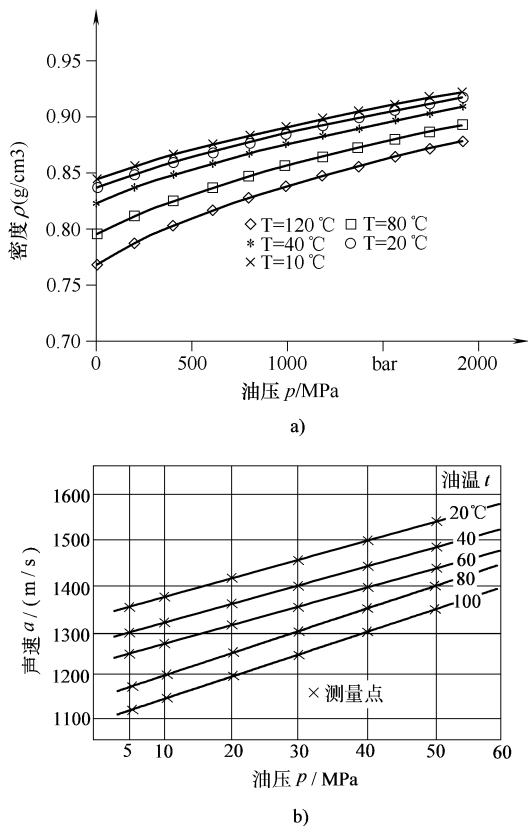


图 3-13 轻柴油密度与声速随压力与温度的变化关系

a) 密度的变化
b) 声速的变化



(kg/m^3), R 为空气的气体常数[可取 $287.04\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{m})$], k 为空气的绝热指数(可取 $k = 1.4$), T 为两相介质的温度(K)。

如图 3-14 所示为各种压力状态下柴油-空气两相介质的声速 a 随空隙率 α 的变化关系。

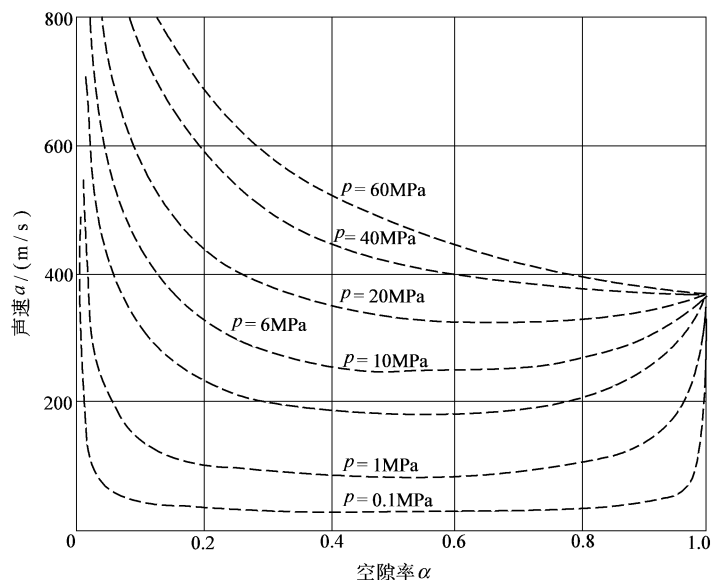


图 3-14 各种压力状态下柴油—空气两相介质的声速 a 随空隙率 α 的变化关系

图 3-15 所示为在一台采用等容式出油阀泵-管-嘴的单缸试验机上,测得的实际声速随 V_E/V_S 比值(V_E 为出油阀卸载容积, V_S 为系统高压部分总容积)的变化关系。

(5) 不考虑精密偶件的泄漏与承受高压零件的弹性变形等。这一点也只能用于喷油压力不高的燃料供给系统中,对于现代高压喷射系统,上述因素也是不应回避的,例如通过精密偶件配合间隙的泄漏量可用以下半经验公式计算:

$$Q_{\text{leak}} = \frac{\Delta p^{1.25}}{12\rho} \left(\frac{\pi d}{l} \right) \left(\frac{S^3}{\nu} \right) \quad (3-39)$$

式中, Δp 为泄漏处两端的压力差, ρ 为燃油密度, πd 为环形间隙的周长, l 为密封长度, S 为半径方向的配合间隙, ν 为燃油的运动粘度。

由此可以看出,当压差 Δp 与密封件几何尺寸 $\left(\frac{\pi d}{l} \right)$ 一定时,泄漏量正比于间隙的三次方,反比于燃油的粘度,而粘度又随燃油的温度与压力而变(温度与压力对粘度影响正好相

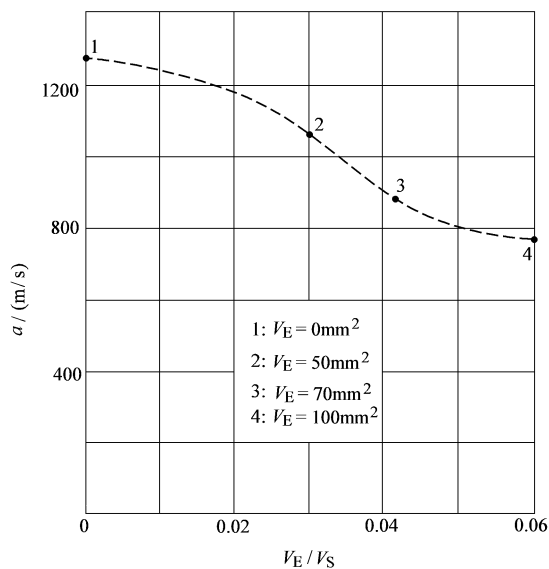


图 3-15 柴油机高压油管内实测声速随比值 V_E/V_S 的变化关系

反,粘度随温度增加而降低,随压力增加而增加,但温度的影响更为明显),有关这方面的资料可查阅专门的文献。由此可见,在高压燃料供给系统的计算中,考虑配合间隙的泄漏量时,不应当忽视高压作用下零件变形以及温度与压力变化对燃油粘度的影响。

正是由于存在以上简化与假定,再加上计算中还存在一些必须由实验确定的参数,因此有时使我们难于得到真实反映实际喷油过程的计算结果。为此在建立计算程序时,应尽可能对那些难以用计算确定的数据采用部分试验结果(如在专用的流量系数试验台上测量喷孔或其他流动截面的 μf 值,在高压油管中根据压力波传播时间测定实际声速,等等)。同时,也启发了我们开发一些基于试验结果来计算喷油过程的更为简便与快捷的计算方法,例如可以根据实测油管压力来计算喷油过程,这时如果测点选得尽可能靠近喷油嘴,并充分考虑喷油器内的结构细节,将有助于节约计算工作量(无需从泵端开始计算),并能大大提高计算精度。

总之,随着对燃料供给系统研究的深入与计算机容量与运算速度的提高,计算方法也在不断完善。特别是在喷油压力不断提高的情况下(高压泵-管-嘴系统、泵-喷嘴系统与共轨系统),更应对影响其喷油过程的各项因素作更为细致周到的考虑,才能取得满意的计算结果。



第4章

燃料供给与调节系统低压油路的主要部件

由图 1-11a 可见，柴油机燃料供给与调节系统除了其核心，即高压部分以外，还有低压供油部分，其主要功能是贮存燃油，对燃油加以滤清并将其在一定压力下供给高压喷油泵，还要引导多余的燃油返回油箱（有时还需对其进行冷却）。与此相关的主要部件有油箱、连接油管、燃油滤清器与输油泵等。以下分别对其作以简要介绍。

4.1 油箱

油箱系贮存燃油的容器，其制造材料为多层工程塑料、优质钢板或铝合金，而结构则视柴油机用途不同而异，不论何种结构均应满足以下基本要求：

- (1) 不会生锈或受到燃油的侵蚀。
- (2) 至少能够承受低压工作压力的两倍而不发生泄漏（至少能承受 30kPa 或 0.3bar 的表压力）。
- (3) 油箱上应设置泄漏孔或安全阀，以保证容器内燃油蒸汽在压力过高时安全泄出。
- (4) 对于车用柴油机油箱，当车辆停在斜坡上或急转弯行驶时，燃油不应从加油孔与安全阀中溢出。
- (5) 油箱原则上应与柴油机分开布置，以防止出现事故时发生火灾。

4.2 连接油管

高压连接油管必须由优质无缝钢管制造，与高压油管不同的是，低压油管除了可用金属管以外，也可以采用易于弯曲的耐油橡胶或塑料管，但外面要有金属丝编织的防护网，以防止受热燃烧或机械损坏。

4.3 滤清器

柴油机燃料供给系统对于燃油滤清有很严格的要求，这是因为它的主要摩擦副（喷油泵柱塞、出油阀以及喷油嘴针阀偶件等）的制造十分精确，它们的间隙按 μm 计算，用配磨来保

证相互间的紧密配合,若柴油机中含有的杂质未能滤除,就会对燃料供给系统的可靠性与寿命产生严重的影响,并进一步恶化柴油机的各项性能指标,甚至引起停机事故。此外,柴油机中的水分也会引起零件的锈蚀,所含胶质也可能使精密偶件卡死。因此,除了在柴油标准中(例如,表 2-1 车用柴油技术要求和试验方法)对其杂质与水分的含量具有严格要求以外,在具体操作时还应作以适当处理。例如,对含有杂质与水分较多的重油,在进入燃料供给系统以前一定要作必要的预处理,即使对于质量较好的轻柴油,在注入油箱以前也最好进行几天的沉淀处理。另外,在输油泵入口处也需装有滤网等预先滤清装置,以便滤去尺寸较大的杂质以保证由输油泵送往高压部分的燃油基本上保持清洁(滤网孔径应不大于 0.3mm),然而最重要也是保证柴油机燃料供给系统能够可靠工作的装置仍是安装在低压油路(输油泵)与高压油路(高压油泵)之间的滤清器。

柴油滤清器结构种类很多,按其滤清功能不同又分粗滤器(滤除颗粒较大的杂质)和细滤器(滤除直径为微米级的细小粒子)两大类,通常是将两者装在底板相连的相邻壳体内并以串联方式相连(图 4-1a),不论是粗滤器还是细滤器,其滤清元件(即滤芯)皆做成可更换

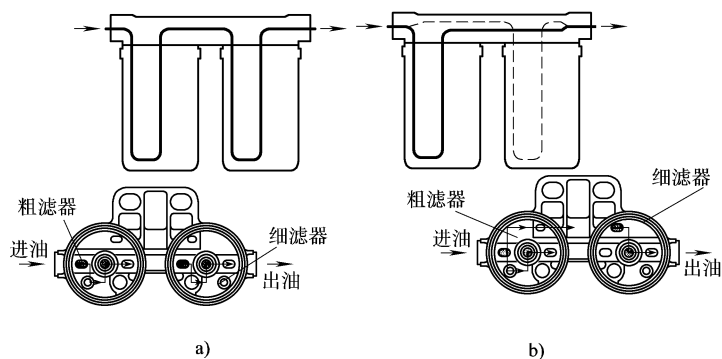


图 4-1 柴油粗、细滤清器的连接方式

a) 串联 b) 并联

的,以便在车辆行驶到一定里程或发动机运转到一定时间后便于更换。滤清器的结构、尺寸以及滤芯材料及其更换周期均应视柴油机具体情况不同来仔细选定。特别是近年来采用了喷油压力更高的新型燃料供给系统(如共轨与泵-喷嘴系统)以后,对于柴油滤清提出了更高的要求。例如,按 ISO/TR 13353-1994 和 ISO 4020-2001 的要求,柴油滤清器对 3~5 μm 的微粒过滤率应达到 85%~98.6%,对水分的过滤率应大于 93%。如图 4-2 所示为车用柴油机的燃油滤清器的结构实例。它以毛毡式滤芯作为粗滤元件,而以卷绕式纸质滤芯作为细滤元件,两者按串联方式连接,安装

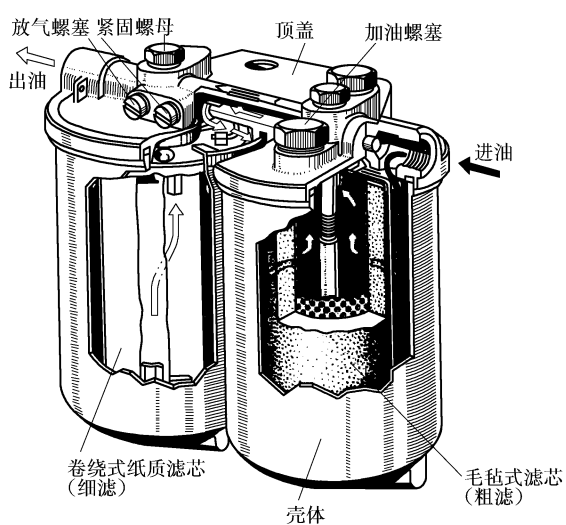


图 4-2 柴油滤清器的结构实例



在铝、工程塑料或钢板(防碰撞损坏)制造的壳体内,壳体的盖设有加油和放气螺塞。纸质滤芯的形式很多,采用的是由空隙直径为 $8\mu\text{m}$ 的滤纸绕成(绕成纸卷以后,流动间隙会大大减小),其结构如图 4-3a 所示。随着滤纸质量的提高(即过滤能力增加),星形纸质滤芯也得到了日益广泛的应用(图 4-3b)。

对于滤芯不仅要求其过滤能力好,还要求其贮存杂质的能力强,以便延长滤芯的更换周期,通常对于车用柴油机而言,建议车辆行驶 15000 ~ 20000km 或柴油机运转约 400h 后,即更换滤芯,以免滤芯被杂质堵塞而影响柴油机燃料供给系统的正常工作,为了保证运行的安全与较好的滤清效果,建议不要同时更换粗滤与细滤的滤芯(后者更换周期可为前者的 3 ~ 4 倍),以防止清洗壳体时系统中的脏物进入清洁的油路中去。

对于功率较大的柴油机,为了保证滤清器有较大贮存杂质与通过能力,两个滤芯可以采用如图 4-1b 所示的并联方式,对于要求不停机更换滤芯的柴油机(如柴油发电机组),则需采用三通阀来转换几组滤清器与油路之间的连接,以便在更换一组滤清器滤芯时,柴油机仍能正常运转。

滤清器过滤柴油中的水分的作用系通过滤芯表面产生的聚合效应(Repellent-Effect)作用下实现的,凝结的水分集存在滤清器壳体的下方,在一定时间后,由放水螺塞或按钮放出(图 4-2 中未标出)。

随着对柴油滤清要求的日益提高,滤清器的结构与功能也在不断发展与完善,包括:

- (1) 开发新的滤清效果更好与贮存杂质能力更强的滤芯材料(如多层合成纤维材料)。
- (2) 滤清器中积水量的检测传感器与自动放水系统。
- (3) 燃油的预热系统(以电流、发动机冷却水或回流燃油加热,以防止冬季运转时滤清器的堵塞)。
- (4) 反应滤芯堵塞程度的压差显示。
- (5) 更换滤芯后的加油或放气系统(加在滤清器盖上的附加手动泵)等。

总之,完善的滤清装置是保证柴油机及其燃料供给系统工作可靠的重要前提,随着对柴油机节能与环保要求的日益提高,伴随着新型高压共轨与泵-喷嘴燃料供给系统的日益广泛应用,对于燃料供给系统中滤清装置的要求会更加严格,其结构与性能亦将得到不断改进与完善。

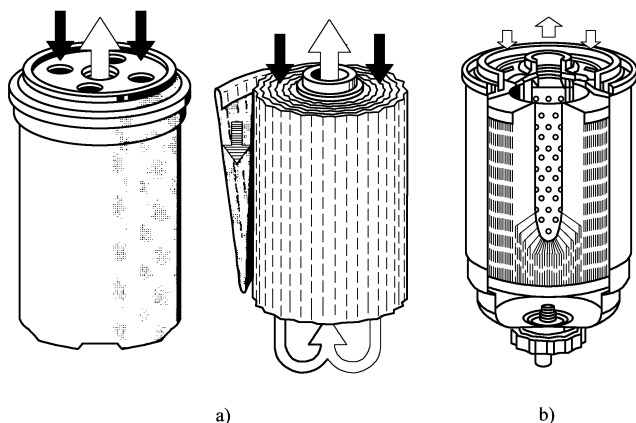


图 4-3 柴油滤清器可更换的纸质滤芯
a) 卷绕式纸质滤芯 b) 星形纸质滤芯

4.4 输油泵

输油泵的功能是将柴油机油箱中的燃油输送给燃料供给系统的高压泵(泵-管-嘴中的喷油泵,共轨系统中的高压泵或泵-喷嘴系统中的泵-喷嘴),尽管输油泵的结构与工作原理视燃

料供给系统不同而异,但均应满足以下几项基本要求:

(1) 保证柴油机在各种工况以及车辆在各种位置(倾斜或转弯等)下均能可靠供油。

(2) 具有一定的供油压力,以便克服柴油滤清器和管道的阻力,保证燃油在低压油路中的正常流动及高压油泵的正常工作,对于传统的直列泵,其供油压力为 $0.15 \sim 0.25\text{MPa}$ ($1.5 \sim 2.5\text{bar}$),对于分配泵以及共轨、泵-喷嘴等高压喷射系统,供油压力为 $0.3 \sim 0.7\text{MPa}$ ($3 \sim 7\text{bar}$)。

(3) 在各种工况下,均应供应高压油泵足够的燃油量,这个油量应大于柴油机喷油所需的循环供油量,多余的燃油经高压油泵上的溢流阀(图 1-11)经回油管返回油箱,它们起着冷却高压部分进油腔处燃油和去除其中气泡的作用,由于柴油机燃料供给系统的高压部分往往布置在紧靠柴油机机体或气缸盖处,直接承受柴油机传来的热量,因此以上冷却作用是十分必要的,通常对于传统的直列泵,其输油泵供油量约为柴油机标定喷油量的 $1.5 \sim 2.5$ 倍,而对于冷却效果要求更高的分配泵以及共轨、泵-喷嘴等高压系统,输油泵的供油量则应更多(几倍甚至十几倍)。

(4) 运转平衡、安静,可靠性与寿命好。

输油泵的形式很多,按驱动方式不同分为机械式与电动式;按进油方式不同分为吸油式(输油泵位于油箱以外)和沉浸式(输油泵位于油箱之中);按油泵结构不同分为柱塞式、滑片式、滚柱式及齿轮式等。

在传统的直列泵中,一般均采用安装在喷油泵壳体上的柱塞式输油泵,其驱动方式为机械式,即由喷油泵凸轮轴上的偏心轮来驱动,进油方式为吸油式。这种输油泵的工作原理如图 4-4 所示。图 4-4a 所示为单作用式输油泵的工作原理,由其中的左图可见,当喷油泵凸轮轴 1 上的驱动输油泵的偏心轮 2 驱动柱塞向下(在实际结构中是向外)移动时,吸油室 4 内的燃油经过柱塞上的进油阀(单向阀)进入压油室 3,但此油量正好填补了柱塞移动所释放的空间,故压油室的出油阀(也是单向阀)仍保持关闭,而当偏心轮转过最高点,柱塞在弹簧

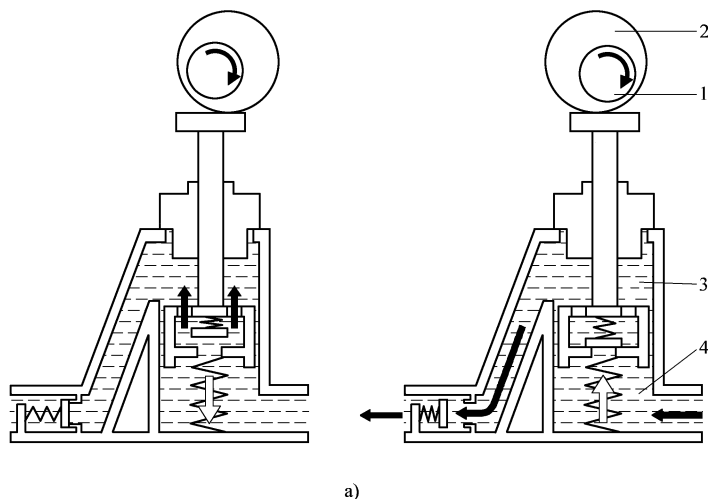


图 4-4 机械式输油泵的工作原理

a) 单作用式

1—喷油泵凸轮轴 2—驱动输油泵的偏心轮 3—压油室 4—吸油室

作用下返回(上行)时(见 4-4a 的右图), 柱塞上的进油阀关闭, 因而柱塞一方面将燃油吸入

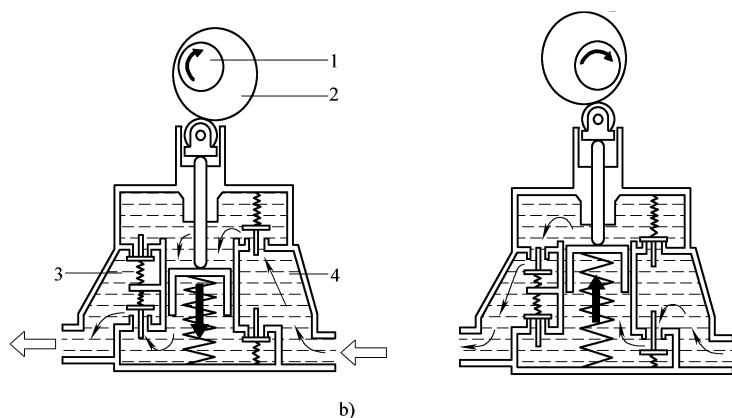


图 4-4 机械式输油泵的工作原理(续)

b) 双作用式

1—喷油泵凸轮轴 2—驱动输油泵的偏心轮 3—压油室 4—吸油室

柱塞下方的吸油室, 同时则压缩压油室中的燃油, 迫使其通过出油阀流出(流向高压喷油泵的进油腔), 由于这个压油过程是在柱塞弹簧作用下进行的, 因此柱塞的行程与压缩容积不是刚性的, 它取决于弹簧与压油室中压力的平衡, 从而保证了输油泵内压力与输油量基本稳定。如图 4-5 所示即为典型单作用式输油泵的结构图。

上述单作用式输油泵用于每循环喷油量和输油量不大的喷油泵, 如 Bosch 公司的 M 型泵、A 型泵、MW 型泵和 P 型泵上。

为了增加输油量, 可以采用如图 4-4b 所示的双作用式输油泵, 其结构与单作用式输油泵大同小异, 只不过其进油阀不再布置在柱塞上, 而且进、出油阀各有两个, 两只进油阀分别布置在柱塞上下空间与吸油室之间, 两只出油阀则分别布置在柱塞上下空间与压油室之间, 通过这两组进、出油阀的有机配合, 可以保证柱塞在上、下运动过程中均产生压油作用, 使燃油不断从吸油室侧输送给压油室侧, 并进一步经过滤清器供给高压喷油泵, 在上述双作用式输油泵中, 柱塞向下运动也是通过凸轮轴上的偏心轮和推杆驱动的, 但柱塞的返回行程仍是在弹簧作用下实现的, 因此当压油室压力过高, 柱塞回程将会减小, 从而不仅使本行程供油

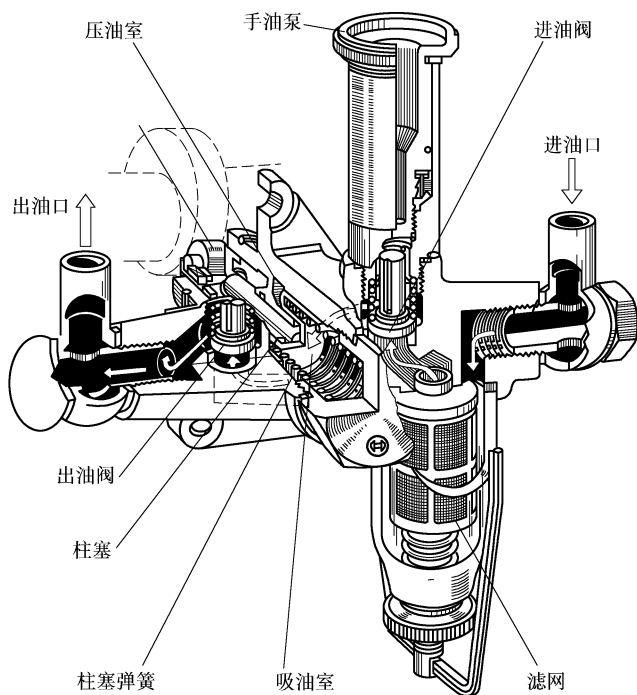


图 4-5 Bosch 公司典型输油泵的结构图(单作用式)

量减小，也影响到吸油室的进油量和下一个压油行程供油量，因而双作用式输油泵的供油量与单作用式一样，也是弹性的，亦能保证输油泵压力相对稳定，并防止管道堵塞时压力过高（不超过 0.45MPa）而使机件损坏。这种双作用式输油泵用于柴油机缸数较多与功率较大的场合，如用在 Bosch 公司的 P 型泵和 ZW 泵上。

在分配泵中，通常采用滑片式输油泵，它与分配泵转子装于同一个壳体内，并且一同转动，其结构将在第 5 章有关分配泵的内容中介绍。

电动泵主要用在采用高压共轨系统的轿车与轻型货车柴油机上，也分吸油式即管装（Inline）和沉浸式即箱装（Intank）两种，前者布置在油箱与滤清器之间的管路中，安装在车辆的底盘上，后者连同滤网、油面传感器和旋转吸油盘构成一体，装在油箱内。图 4-6 所示即为典型的电动输油泵结构简图，它由输油泵 A、电动机 B 和端盖 C 三部分组成。输油泵的形式虽有多种，但对于柴油机而言，主要采用如图 4-7 所示的滚柱式输油泵，它的内转子与外壳呈偏心布置，内转子槽内布置有可以自由滑动的滚柱，当油泵旋转时，滚柱在离心力和油压作用下，压向外壳滚道的内侧，从而实现密封作用，这样当转子旋转时，相邻的滚柱与外壳内侧接触线和内转子的表面之间便形成了容积不断变化的空间，从而使燃油不断从进油口送往出油口，完成输油功能。电动机均为永磁式电动机，如果采用沉浸式结构，电动机接线柱直接受到燃油流动时的冷却作用，有利于增大功率。端盖上布置有电路和油路接头，其中的止回阀（单向阀，图 4-6 中的 6）防止输油泵停止工作时，燃料供给系统中的燃油流空，此外端盖中有时还设有防干扰装置。

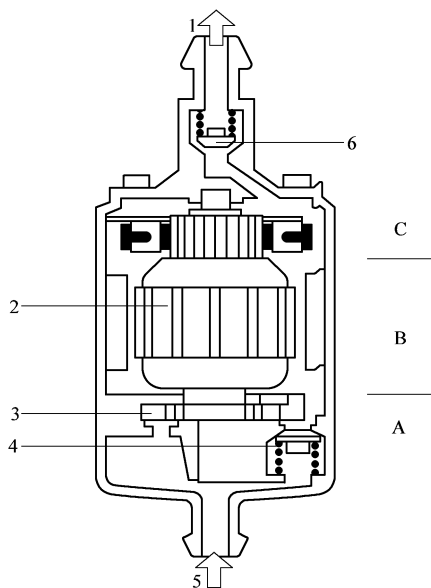


图 4-6 电动输油泵

A—滚柱式输油泵 B—电动机 C—端盖
1—出油口 2—电动机转子 3—输油泵
4—限压阀 5—进油口 6—单向阀

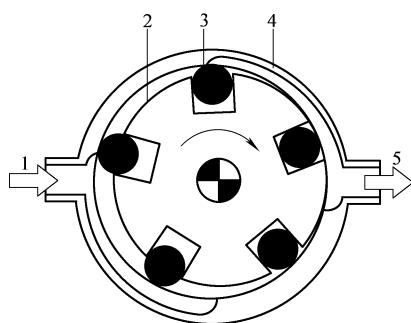


图 4-7 滚柱式输油泵工作原理

1—进油口 2—内转子 3—滚柱
4—外壳 5—出油口

对于采用单体泵或高压共轨系统的货车柴油机而言，常采用如图 4-8 所示机械驱动的齿轮式输油泵，它直接安装在柴油机机体上，或集成在共轨系统的高压泵中，通过离合器、齿

轮或齿形皮带来传动，齿轮泵的主要工作元件是一对相互啮合的齿轮 3 和 4，它们利用齿槽空间将燃油从进油口 1 带往出油口 5，并在齿轮相互啮合时，使燃油受到挤压而产生输油压力，由于此压力正比于柴油机的转速，为了防止压力过高和油量过多，可以采用进油边安装节流孔 2 或在油泵壳体上安装限压阀(图中未表示)的措施来加以控制。

对于采用泵-喷嘴系统的轿车柴油机，采用的是安装在气缸盖上的机械驱动棘轮式输油泵(图 4-9)，它是利用弹簧 3 将一对可在泵壳滑槽内滑动的隔板 4 压在三角转子 1 上，隔成几个相互密封的空间，当三角转子旋转时，上述空间的容积发生变化，燃油就从进油口 2 不断压向出油口 5。

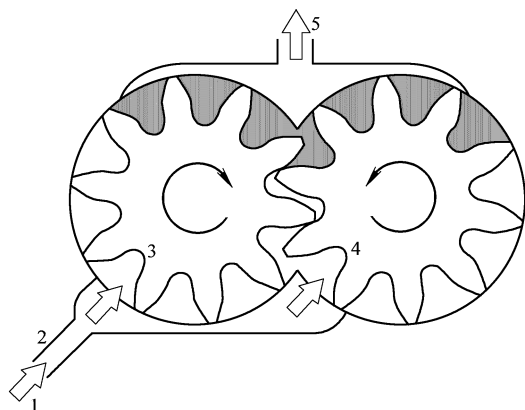


图 4-8 齿轮式输油泵的工作原理

1—进油口(吸油边) 2—节流孔 3—主动齿轮
4—从动齿轮 5—出油口(压油边)

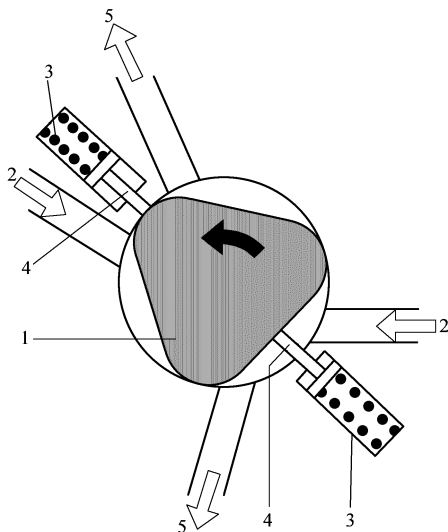


图 4-9 棘轮式输油泵

1—三角转子 2—进油口(吸油边) 3—弹簧
4—隔板 5—出油口(压油边)

4.5 其他部件

除以上部件外，低压油路中还会视所采用的燃料供给系统不同，包括一些其他部分，例如：

(1) 限压阀，其功能是限制低压油路中的油压并保持其稳定，图 4-10 所示即为典型的用于单体泵(UPS)和泵-喷嘴(UIS)系统的限压阀，当系统中油压增高至 300 ~ 350kPa，即 3 ~ 3.5bar 时，首先打开滑阀 5 和壳体上的阀座锥面 7，使油路与起缓冲作用的储压室 6 相通，保持油压只有微小波动，当压力增大到 400 ~ 450kPa(4 ~ 4.5bar) 时，滑阀后部的缝隙式密封面 4 也打开，燃油迅速流向低压腔，油

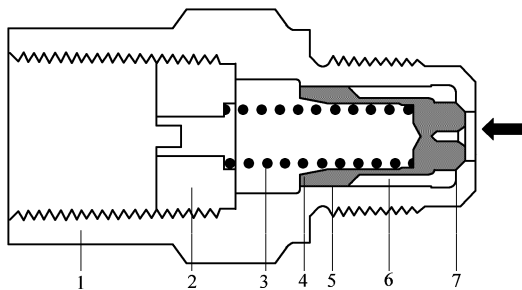


图 4-10 单体泵与泵-喷嘴系统用的限压阀

1—壳体 2—调节螺钉 3—调节弹簧 4—缝隙式密封面
5—滑阀 6—储压室 7—阀座锥面

压下降, 限压阀关闭, 以保持油压回升并稳定在限压阀调定的压力范围内, 调节螺钉 2 与调压弹簧 3 的规格可以更换以改变压力调节范围, 适应不同燃料供给系统的要求。

(2) 用于轿车柴油机 UIS 系统的燃油分配管, 是为了配合泵-喷嘴系统结构而设置在气缸盖上的燃油分配管, 以保证燃油均匀地并尽可能以同样的温度供给各缸的泵-喷嘴。

(3) 电控单元的冷却装置, 当 UIS 和 UPS 等高压喷射系统的电控单元直接装在柴油机机体内上时, 可以用低压油路的燃油作为冷却介质, 使其流过电控单元的冷却通道, 以达到冷却其中电子元件的目的。

(4) 燃油冷却装置, 在泵-喷嘴或共轨式高压喷射系统中, 燃油受到强烈压缩后温度会急剧增高, 为此在燃油流回油箱前需对其进行冷却, 以防止回油温度过高对油箱及油面传感器造成损坏。

燃油冷却循环的工作原理如图 4-11 所示, 由泵-喷嘴或喷油器回流的燃油用燃油泵 1 经过换热器 3 送回油箱 4, 换热器的冷却介质虽然来自柴油机的冷却液, 但却用冷却液泵 7 使其通过换热器 3 与冷却液散热器 8 构成独立循环, 以保证冷却介质所需的低温(由于柴油机冷却液温过高, 故不能直接用于冷却燃油), 但这个冷却介质循环水路与柴油机冷却水道 6 之间, 通过平衡室 5 相通, 以平衡因冷却介

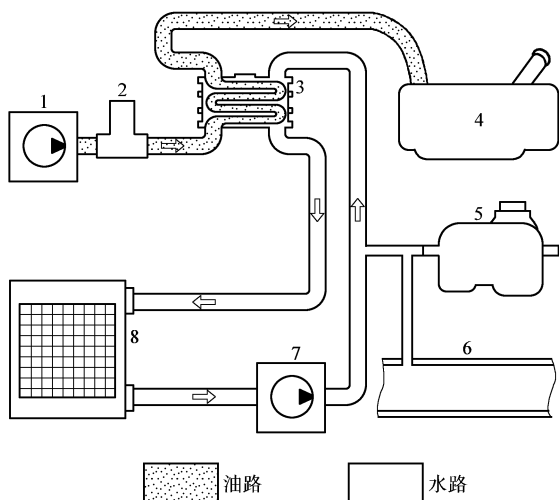


图 4-11 燃油冷却循环的工作原理图

1—燃油泵 2—燃油温度传感器 3—换热器 4—油箱 5—平衡室
6—柴油机冷却水道 7—冷却液泵 8—冷却液散热器

第5章

喷油泵

在本书第1章中已经介绍了柴油机燃料供给系统的重要性及其发展历史,也说明了它们一般是按照其高压部分的工作原理来进行分类的,在传统的泵-管-嘴系统中,其产生高压的核心部件就是高压燃料喷射泵,一般简称喷油泵。其中,直列式喷油泵(合成泵)是发展得最为成熟也曾经是应用得最为广泛的一种结构,尽管目前它已不再用于轿车柴油机上,但仍然在载货汽车、工程机械与农业机械领域内得到了广泛的应用。因此,本章仍以介绍直列式喷油泵为主,同时也简要介绍同属于泵-管-嘴系统的单体泵与分配泵,至于近年来逐渐推广的高压泵-喷嘴与共轨式系统则在第8章中加以介绍。

5.1 直列式喷油泵的工作原理与典型结构分析

前已说明,在 Bosch 公司的分类中,合成式即直列式喷油泵简称为 PE 泵,表示油泵本身带有驱动柱塞用的凸轮轴。图 5-1 为 Bosch 公司一个典型的 6 缸直列式喷油泵,它直接装在柴油机机体旁的托架上(图 1-11b),其凸轮轴 14 由柴油机正时齿轮驱动,对于二冲程柴油机,喷油泵凸轮轴转速与柴油机转速相同,对于常见的四冲程柴油机,喷油泵凸轮轴转速则为曲轴转速的 $1/2$ 。为了保证能产生较高的喷油压力以及精确的喷油提前角(误差控制在 1° 曲轴转角以内),要求柴油机至喷油泵之间的传动应有足够的强度与刚性。为了实现喷油泵运动件(凸轮轴、挺柱等)的良好润滑,应有润滑油路与柴油机的润滑油道相通。凸轮轴旋转时,通过滚子挺柱 13 和柱塞弹簧 11 的相互作用使柱塞 8 在柱塞套 4 中作上下往复运动,产生压

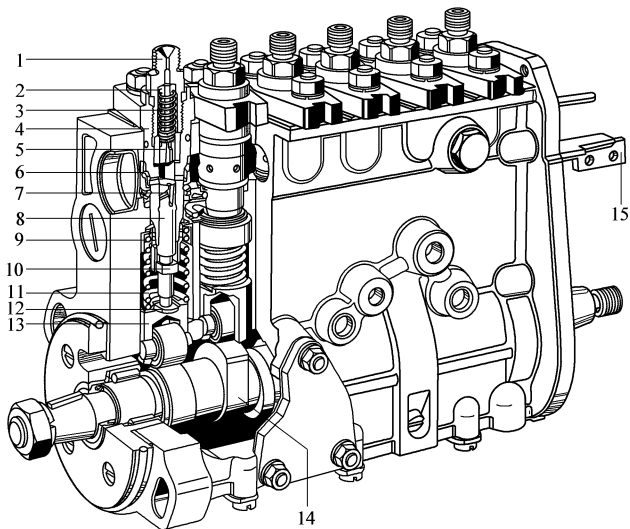


图 5-1 典型的六缸直列泵的外形结构与局部剖面图

- 1—出油阀紧帽 2—出油阀减容器 3—出油阀弹簧 4—柱塞套
5—出油阀芯 6—进、回油孔 7—柱塞斜槽或螺旋槽 8—柱塞
9—油量调节套 10—柱塞扁法兰 11—柱塞弹簧 12—弹簧盘
13—滚子挺柱 14—凸轮轴 15—调速器拉杆

油作用，使燃油通过出油阀(相关零件号为1、2、3、5)经高压油管 and 喷油器(图 1-11b 中的 9 和 10)喷入柴油机气缸。由此可见，上述由柱塞与柱塞套构成的柱塞偶件是产生高压的关键元件。对于直列式喷油泵而言，每个柱塞偶件对应一个气缸，其数目与缸数相同，并排成一行构成合成泵，而直列式(In line)油泵也因此得名。这种喷油泵按柱塞偶件调节油量与供油始点结构与原理的不同，又分为标准柱塞式与滑套调节式两大类(图 5-2)。

图 5-2a 所示的传统柱塞式喷油泵采用的就是德国 Bosch 公司于 1927 年首先推出的用柱塞螺旋槽(或斜槽)来控制油量的结构(同时参见第 1 章的图 1-10 和本章的图 5-3、图 5-4)，它是利用柱塞顶面和斜槽(或螺旋槽)的棱边关闭和开启进回油孔来达到建立油压和泄压的目的；用柱塞旋转来控制柱塞的有效行程以调节油量，其供油始点与终点取决于斜槽或螺旋槽的形状与柱塞的旋转位置。而在如图 5-2b 所示的滑套调节式喷油泵中，在柱塞上还套有一个滑套 8，喷油泵工作时，除了柱塞上下运动压油与旋转调节油量以外，滑套也能上下移动，以调节柱塞的预行程，从而达到调节供油始点的目的。

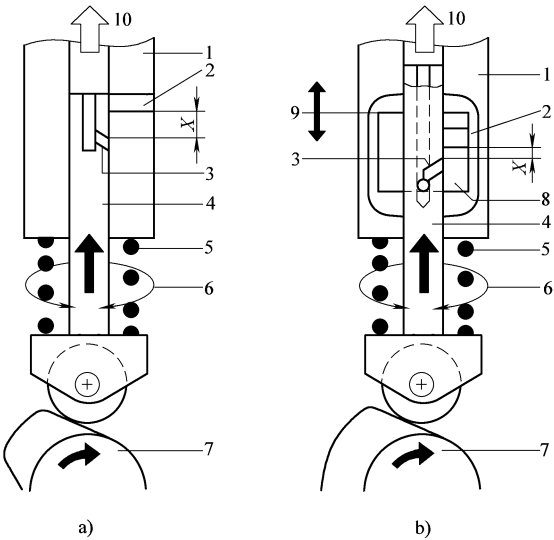


图 5-2 直列式喷油泵按工作原理的分类

a) 传统柱塞式 b) 滑套调节式

- 1—柱塞套 2—进油孔 3—柱塞斜槽或螺旋槽 4—柱塞
5—柱塞弹簧 6—柱塞旋转(油量调节) 7—凸轮 8—滑套
9—供油始点调节 10—向喷油器供油 X—有效行程

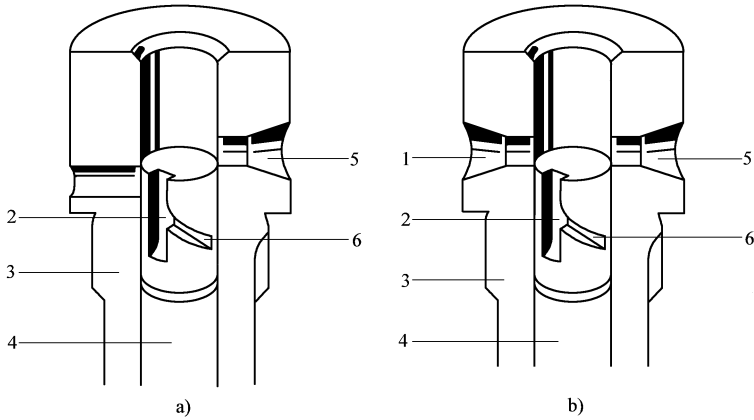


图 5-3 柱塞偶件

a) 单进油孔 b) 双进油孔

- 1—进油孔 2—长槽 3—柱塞套 4—柱塞 5—进、回油孔 6—斜槽或螺旋槽

由于滑套式结构出现得比较晚，而且均采用电控方式，因此准备在第 9 章中加以简要介绍。本章仍只介绍传统的柱塞式喷油泵结构与工作原理，因为它是出现得最早、应用得最广泛、发展得最为成熟、结构也最为典型的柱塞式喷油泵。这种喷油泵柱塞偶件的结构如图 5-3 所示。



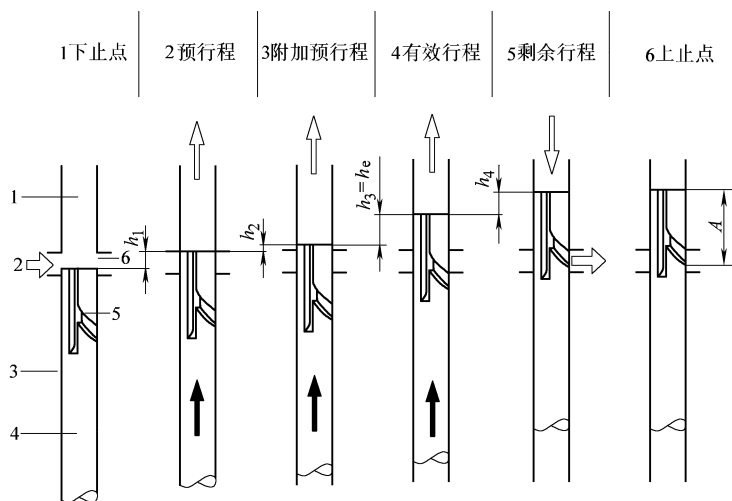


图 5-4 传统柱塞式喷油泵的工作原理

1—柱塞顶部空间 2—进油孔 3—柱塞套 4—柱塞 5—斜槽或螺旋槽
6—回油 A—总行程

在图 5-3 所示的偶件中，不论是单进油孔或双进油孔结构，只有一个斜槽或螺旋槽，适用于供油压力较低的柱塞泵，当供油压力超过 60MPa，即 600bar 时，建议采用双斜槽柱塞，即在一个斜槽对面（呈 180°对称）的位置上开有另一完全对称斜槽，以保证柱塞工作时受力平衡，防止其受到单边高压而偏向柱塞一边，造成柱塞偶件单边磨损或卡死现象的出现。

传统柱塞式喷油泵的工作原理已在第 1 章中有所介绍（参见 1.2 节的图 1-10 及其相关内容），现通过图 5-4 进一步加以说明。

图 5-4 左边位置 1 表示柱塞 4 位于下止点，燃油经进油孔 2 流入柱塞顶部空间；图 5-4 左边位置 2 表示柱塞的预行程 h_1 ，即柱塞由下止点上行至顶部边缘盖住进、回油孔时的一段行程；图 5-4 中间左边位置 3 表示附加预行程 h_2 ，这是指柱塞预行程结束后，柱塞继续上行，在顶部空间建立油压，到完全打开出油阀的一段很小行程，这种情况只有在采用等容式出油阀时才会出现，因为等容出油阀密封锥面下面还有一段圆柱减压带，出油阀落座时，由于圆柱带先进入阀孔，阻断柱塞顶部与高压油管的联系并在高压油管中形成一定的减压容积，然后出油阀锥面才落座，故当柱塞再次上升，油压升高再使出油阀升起时，柱塞虽在走完预行程后还需上升一段很小的升程，才能使出油阀圆柱减压带升出减压孔，重新使柱塞顶部压油空间与高压油管相通，有关出油阀（包括等容式出油阀）的结构与工作原理将在以后介绍（图 5-4 中未予表示）；图 5-4 中间右边位置 4 表示柱塞有效行程 h_3 （一般也用 h_e 表示），即柱塞打开出油阀后继续上行至其斜槽棱边打开进回油孔的一段行程，在这个行程内，喷油泵供给的高压燃油通过高压油管与喷油器进入柴油机气缸；图 5-4 右边位置 5 表示剩余行程 h_4 ，它表示柱塞斜槽棱边打开进、回油孔使顶部卸压后，继续上行至上止点的一段行程；图 5-4 右边位置 6 表示柱塞上止点，而由下止点至至上止点之间的距离为柱塞总行程，即图中所示的 $A = h_1 + h_2 + h_3 + h_4$ 。

在传统柱塞式喷油泵中，柱塞总行程取决于凸轮升程，这是不变的，转动柱塞即改变柱塞斜槽棱边打开进、回油孔的时间，可以改变有效行程，即改变喷油泵的供油量（即柴油机

的负荷)。理论上此供油量等于柱塞有效行程乘以柱塞的顶面积,但这里没有考虑燃油的可压缩性,高压油管在高压下的弹性变形,油泵柱塞与柱塞套、喷油器针阀与针阀体之间的泄漏损失以及油孔节流作用造成出油阀的早开与迟关等因素的影响,因此与实际供油量之间尚存在稍许差别。另外,预行程也可以通过相应的调节方式改变。

目前,使用得最为广泛的传统直列式柱塞泵为 Bosch 公司的 A 型泵与 P 型泵,它们的横剖面图在第 1 章中已经给出(图 1-12a 和图 1-12b),这里再进一步给出它们的外形和局部剖面图,其中图 5-5 为 A 型泵,图 5-6 为 P 型泵。

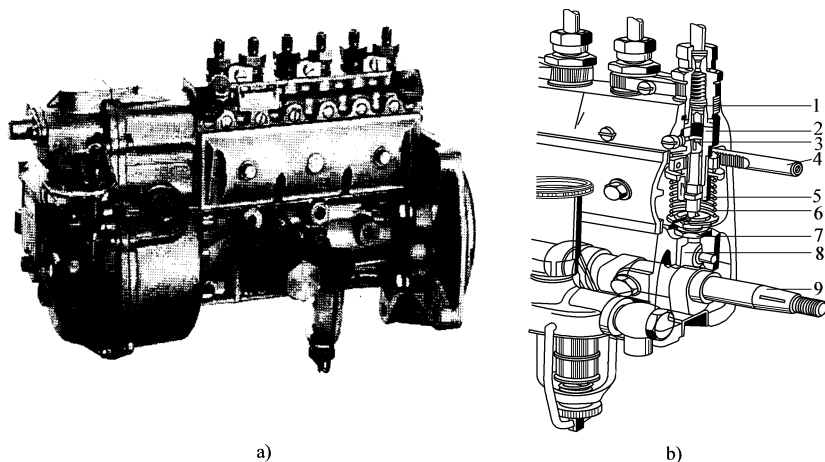


图 5-5 Bosch 公司的 A 型泵

a) 外形图 b) 局部剖面图

- 1—出油阀 2—柱塞套 3—柱塞 4—油量调节齿杆 5—油量调节套 6—柱塞弹簧
7—调节螺钉 8—滚轮 9—凸轮轴

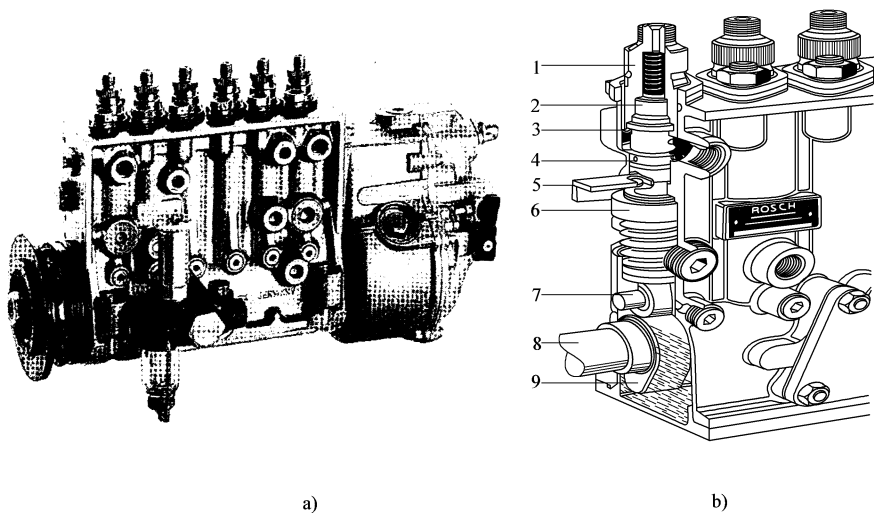


图 5-6 Bosch 公司的 P 型泵

a) 外形图 b) 局部剖面图

- 1—出油阀紧帽 2—出油阀 3—吊装法兰 4—柱塞套 5—油量调节拉杆
6—油量调节套 7—滚轮 8—凸轮轴 9—凸轮

前已说明, A 型泵为 Bosch 公司早期开发的产品, 它的凸轮升程为 8mm, 柱塞直径为 8~9.5mm, 单缸最大功率为 27kW, 缸数可以为 2~12 缸, 曾经广泛应用于轻型载重车辆、拖拉机与农业机械及工程机械等领域, 也是我国最早从国外引进生产的产品, 但由于采用泵体侧面开口的 C 型结构, 机械刚度不够, 只适用于喷油压力不高的场合(泵端压力不超过 60MPa), 因此目前已逐渐被 MW 泵和 P 型泵所淘汰。P 型泵系 Bosch 公司后来开发的大一号的直列式喷油泵, 其凸轮升程为 10~14mm, 柱塞直径为 10~13mm, 单缸最大功率为 55kW, 缸数可以为 4~12 缸, 由于泵体采用了上方开口的 U 形结构, 机械刚度较好, 可以满足更高的喷油压力要求(泵端压力可达 95~130MPa), 因而仍广泛应用于载重车辆与工程机械的领域内。以下将结合图 1-12、图 5-5 和图 5-6 对这两种典型的喷油泵结构的特点作一简要对比。

(1) 在 A 型泵中, 柱塞套直接从上方装入铝制的泵体内, 其上再用出油阀紧帽(图 1-12a 中的 1)将整个出油阀组件压紧在柱塞套端面上, 柱塞(图 1-12a 中的 6 和图 5-5b 中的 3)则从下方装入柱塞套。在这种结构中, 拧紧出油阀紧帽的螺纹预紧力(比最高泵端压力还高许多)全部由泵壳承受。而在 P 型泵中, 各缸的出油阀组件系通过出油阀的紧帽螺纹, 预先压紧在吊装法兰(图 1-12b 中的 5 或图 5-6b 中的 3)上的, 再将吊装法兰用螺柱固定在油泵壳体上形成封闭式结构, 这样, 实现高压油腔密封所需的预紧力就可以不再由泵体承受。在早期的 P 型泵(P_1 和 P3000)结构中, 法兰套与柱塞套是分为两体的, 故称为分体法兰, 在进一步发展的结构(P7100、P8000、P8500)中, 将法兰套与柱塞套合二为一, 出油阀等相关零件都装在柱塞套与法兰套的统一体内, 形成以柱塞套为法兰的统一单元, 构成整体法兰, 从而进一步提高了 P 型泵结构的机械强度与刚度。

(2) 图 5-7 与图 5-8 所示分别为 A 型泵与 P 型泵的油量调节机构。

由图 5-7 可见, A 型泵采用油量调节齿杆 9 与紧固在油量调节套 7 上的扇形齿圈 8 相啮合的结构来调节油量。工作时, 齿杆在调速器的作用下左右移动时会带动齿圈旋转, 并通过油量调节套下部的槽以及与槽配合的柱塞扁法兰 6 使柱塞 14 旋转, 从而达到改变供油有效行程和调节油量的目的。

由图 5-8 可见, P 型泵采用断面为 L 形拉杆结构, 拉杆 5 上有和油泵缸数等量的槽。柱塞 14 装入柱塞套 15 时, 下部的扁法兰 3 嵌入油量调节套 4 下部的槽内, 这样当套筒旋转时, 柱塞会随之旋转。每个油量调节套的悬臂上都焊有一粒钢球, 该球与拉杆上对应的槽啮合, 工作时, 拉杆在调速器的作用下左右移动, 就能带动油量调节套筒与柱塞同步旋转, 从而改变其供油有效行程与各循环供油量。

为了保证各缸供油的均匀性以及正确的喷油正时, 需在喷油泵装上柴油机以前, 预先在喷油泵试验台上对其进行调整, 对于 A 型泵而言, 由于有侧面开口, 此项工作可以打开盖板进行: 调整各缸均匀性时, 由于油泵柱塞套始终被压紧不能转动, 故需松开齿圈上夹紧油量调节套的螺钉, 轻轻转动油量调节套并带动柱塞转过一定角度后再固定夹紧螺钉, 这样就改变了柱塞上斜槽或螺旋槽与套筒上回油孔的相对位置, 从而实现对有效行程进行微量的调整, 达到各缸供油均匀的目的。调整各缸供油时刻则是通过调节柱塞的预行程来实现的, 为此在 A 型泵上也可以通过侧面窗口, 松开正时调节螺钉的锁紧螺母, 改变调节螺钉的伸出高度, 再加以锁定, 即能改变柱塞的预行程与供油时刻: 调节螺钉伸出量增加, 柱塞位置上移, 只需较小的行程即能关闭进、回油孔, 致使预行程减小, 供油提前; 反之则预行程增

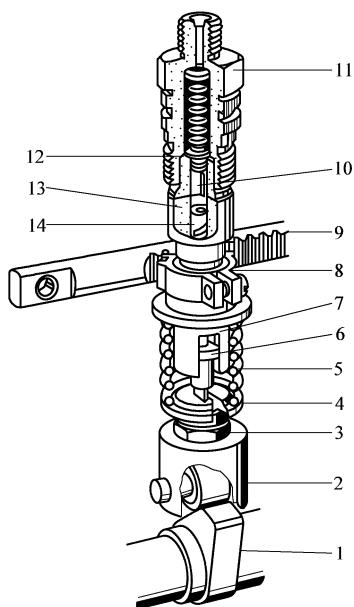


图 5-7 A 型泵的油量调节机构

- 1—凸轮轴 2—挺柱体部件 3—正时调节螺钉
4—弹簧盘 5—柱塞弹簧 6—柱塞扁法兰
7—油量调节套 8—扇形齿圈 9—油量调节齿杆 10—出油阀芯 11—出油阀紧帽
12—密封垫圈 13—柱塞套 14—柱塞

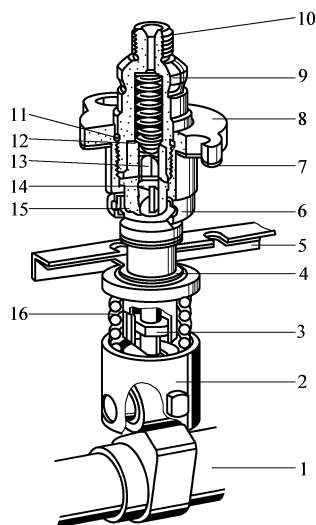


图 5-8 P 型泵的油量调节机构

- 1—凸轮轴 2—挺柱体部件 3—柱塞扁法兰
4—油量调节套 5—油量调节拉杆 6—挡油环
7—调整垫片 8—吊装法兰 9—出油阀紧帽
10—油管螺纹接头 11—密封圈 12—垫圈
13—出油阀芯 14—柱塞 15—柱塞套
16—柱塞弹簧

加，供油推迟(需要注意的是,改变某缸供油时刻时,也同时改变了它与其他缸的供油夹角,为此,调整时也应注意保持各缸供油夹角的一致性)。

对于 P 型泵而言,由于泵体是全封闭结构,调整时无法使柱塞转动,但柱塞套却能转动,如 P 型泵为分体法兰结构,因柱塞套装入法兰套的定位销内后,在出油阀紧帽的紧固下,法兰套与柱塞套可视为一体,因此,法兰套转动时,柱塞套会同时转动(P 型泵法兰套的法兰孔制成腰子形,能使法兰套在 10° 左右的范围内转动),调整时,将紧固法兰套的螺帽松开,使法兰套(包括柱塞套)沿腰形孔左右转动,这样就可以改变柱塞套上的回油孔与柱塞斜槽的相对位置,达到改变供油有效行程的目的。如 P 型泵采用整体法兰结构,法兰套就是柱塞套,因此,转动法兰套就等于转动柱塞套,从而达到调节柱塞有效行程与调节各缸油量的目的。此外,由于 P 型泵没有侧面窗口,无法采用调节螺钉来改变柱塞预行程。要改变柱塞斜槽或螺旋槽与柱塞套上进回油孔上下之间的相对位置,只有通过改变法兰套与泵体结合面处的调整垫片的厚度,使柱塞套的位置升高或降低,来加大或减小预行程,如将调整垫片加厚,法兰套上升(即柱塞套上移),柱塞由下止点必须上升更大距离才能将柱塞套上的进回油孔闭关,预行程加大,反之则减小。

综上所述,改变油量即改变柱塞套与柱塞在圆周方向相对位置时, A 型泵利用柱塞的转动, P 型泵利用套筒的转动;改变预行程与供油时刻, A 型泵改变柱塞的上下位置, P 型泵

改变柱塞套的上下位置，结构与调整方法虽不一样，但原理和效果却相同。

(3) 在挡油保护措施与进油腔的油道布置方面，两种喷油泵也有一定区别。

当喷油泵供油结束，回油孔打开时，高压燃油迅速卸压，高速油流会直接冲击泵体，造成泵体损伤，为此各种铝质泵体的喷油泵，一般都装有保护装置：A 型泵在面对回油直接冲击的泵体上，装有一钢质挡油螺钉(图 5-9a)，使油泵卸压时，油流直接冲击到挡油螺钉上，对铝质泵体能起保护作用；P 型泵则在柱塞套回油孔的外圆处，装有一钢质挡油环(图 5-9b)，以防止高压油流直接冲击铝质泵体。

另外，随着喷油压力和泵端压力的提高，燃油受压后的加热比较明显，因而会导致喷油泵柱塞进油孔附近的油温明显升高，在 A 型泵与早期的 P 型泵(P1、P3000、P7100)结构中，燃油从多缸油泵的一端进入，依次通过各缸后至另一段流出，形成所谓纵流式流动方式(图 5-10a)，由于燃油在流动过程中不断受到加热，致使两端的温差可达 40℃ 以上，这样就会造成各缸进油温度不同，而影响各缸实际供油量(因为喷油泵按容积变化的原理供油，尽管容积相同，但由于温度会影响燃油密度，故会造成实际供油在质量上的差别)，从而影响各缸工作的均匀性，为此在新开发的 P 型泵(P8000、P8500)中已改为采用横流式进油方式(图 5-10b)，这时燃油横向进油，先沿纵向进油道分布，再分别流向各个柱塞偶件，从而保证各缸进油温度一致与供油量的均匀。

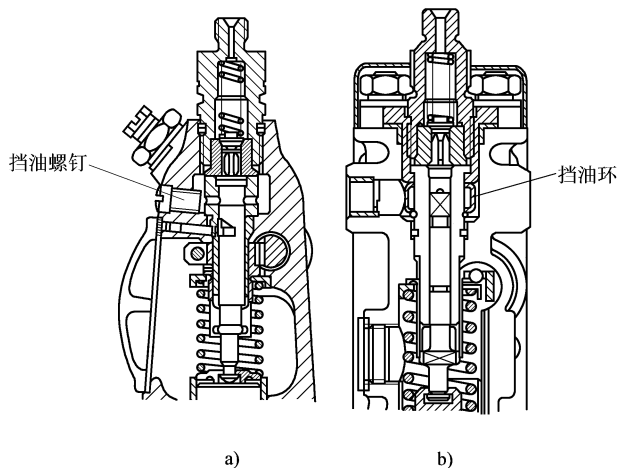


图 5-9 喷油泵挡油装置

a) A 型泵 b) P 型泵

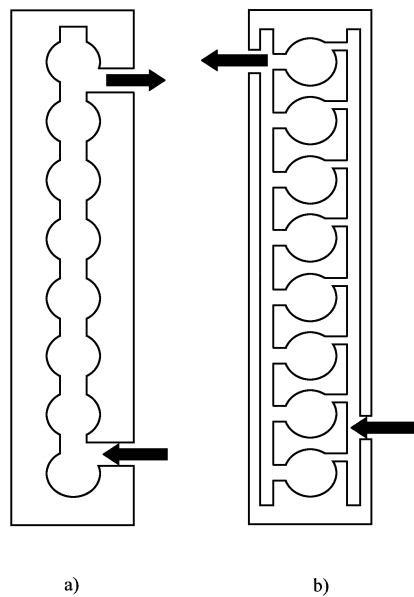


图 5-10 柱塞套进油的流动方式

a) 纵流式 b) 横流式

以上只是以德国 Bosch 公司的 A 型泵与 P 型泵为例，结合柱塞泵的工作原理对其结构特点作了较为详细的介绍与分析对比，实际上这类喷油泵的结构形式还很多，除了 Bosch 公司较小尺寸的 M 型和 MW 型喷油泵以外，还有尺寸较大的 P10 型、P9 型、ZW 型和 CW 型喷油泵；英国 CAV-Lucas 公司也生产过 Minimec(柱塞最大直径 $d_{pmax} = 9.5\text{mm}$)，Majormec($d_{pmax} = 12\text{mm}$)

和 Maximec($d_{pmax} = 13mm$)喷油泵; 日本电装(Nippon-Denso)公司生产过 N_L 型($d_{pmax} = 10mm$)和 N_B 型($d_{pmax} = 12mm$)喷油泵; 我国也曾在参考国外样泵的基础上自行设计过I、II、III号系列泵(最大柱塞直径分别为 $d_{pmax} = 9mm$ 、 $11mm$ 、 $13mm$), 但由于其结构与工作原理均大同小异, 本书不再介绍。

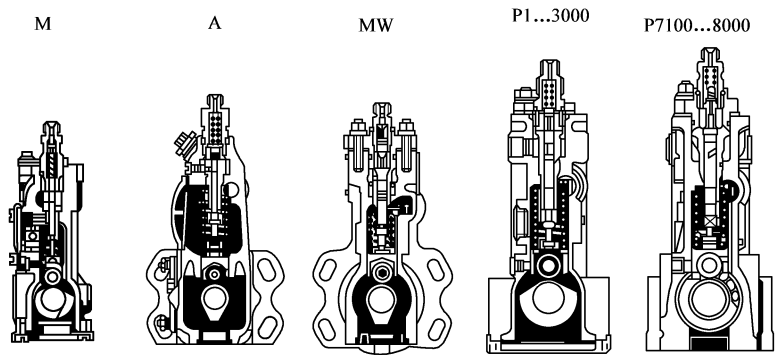
5.2 直列式喷油泵的系列化与工作能力的评价指标

前已说明, 柴油机每缸所能发出的功率取决于其喷入气缸的燃油量, 因此喷油泵的工作能力、调节范围与结构尺寸应与柴油机的大小相适应, 但是由于柴油机的排量、功率与转速范围变化很大, 若为每个机型设计一种喷油泵显然是不经济也是没有必要的。为此, 人们对某一功率与转速范围的柴油机, 可采用外形尺寸、结构形式、缸心距相同的喷油泵, 用增减柱塞数、更换不同直径的柱塞、改变凸轮型线、升程以及出油阀结构尺寸等措施以及对供油量、转速等参数进行调整的方法, 来满足不同柴油机的配套要求, 形成了相应的喷油泵系列。

表 5-1 所示为德国 Bosch 公司直列式喷油泵的系列, 其中部分车用柴油机的喷油泵(M 型泵、A 型泵、MW 型泵与 P 型泵)结构与相对大小的比较见图 5-11。表 5-2 所示则为我国自行设计或引进的主要直列泵参数汇总表。

表 5-1 Bosch 公司直列式喷油泵的性能参数表

系 列	缸数	柱塞 升程 /mm	柱塞 直径 /mm	最大循环 供 油 量 /($mm^3 \cdot 循环^{-1}$)	最大允许泵 端压力 /MPa	柴油机单缸 最大功率/kW	喷油泵最高 工作转速 /($r \cdot min^{-1}$)
M	4 ~ 6	7	5 ~ 7	60	55	20	2500
A	2 ~ 12	8	8 ~ 9.5	120	75	27	1400
MW	4 ~ 8	10 ~ 12	7 ~ 10	150	110	36	1300
P3000	4 ~ 12	10 ~ 14	10 ~ 13	250	95	45	1300
P7100	4 ~ 12	10 ~ 14	10 ~ 13	250	120	55	1250
P8000	6 ~ 12	10 ~ 14	10 ~ 13	250	130	55	1250
P8500	4 ~ 12	10 ~ 14	10 ~ 13	250	130	55	1250
H1	6 ~ 8	14	10 ~ 12	240	140	55	1200
H1000	5 ~ 8	18	10 ~ 12	250	140	70	1100
P10	6 ~ 12	13	16	800	120	140	1200
ZW	6 ~ 12	13	17	900	95	160	1200
P9	6 ~ 12	15	18	1200	120	160	1000
CW	6 ~ 10	15	20	1500	100	160	900



系列型号	最大允许泵端压力/MPa	单缸最大功率/kW	用途
M	55	20	轿车与小型运输工具柴油机 轻型、中型载货车、拖拉机与其他用途柴油机
A	75	27	
MW	110	36	
P1...3000	95	45	重型载货车与其他用途柴油机
P7100...8000	130	55	

图 5-11 Bosch 公司直列式喷油泵系列示例

表 5-2 常用国产直列式喷油泵主要结构参数与性能指标表

喷油泵系列	柱塞轴距/mm	凸轮升程/mm	柱塞直径/mm	最大循环供油量 (mm ³ ·循环 ⁻¹)	最大允许泵端压力/MPa	最大平均供油速率/mm ³ /°CA	最高工作转速/(r·min ⁻¹)	出油阀结构形式
I 号泵	25	7	7~8.5	75	40	12	1500	等容
BQ 泵、IW 泵	25	7~9	6~9.5	115	70	22	2200	等容、阻尼、等压
PL 泵、PH 泵	25	8~9, 11	8.5~9.5	115, 150	85		1800, 2200	等容、阻尼、等压
PM 泵	29	10, 11	9~10	200	100		1800	等容、阻尼、等压
A 型泵	32	8, 8.5, 9	5~9.5	130	70	18	1800	等容、阻尼
AD(AW) 泵	32	10, 11	9.5~10.5	210	70	29	1500	等容、阻尼
PW 泵	32	10, 11, 12	10~12	230	90		1600	等容、阻尼、等压
PE 泵	32	10, 11, 12	9~11, 11~12	230, 275	75, 100	39, 46	1600, 1800	等容、阻尼、等压
P 型泵、PW2000 泵	35(38)	10~14, (15)	9~13	300, (415)	120	53.5	1400	等容、阻尼、等压
PX 泵	35	13~15	11~12	330	110		1800	等容、阻尼、等压

对比表 5-1 和表 5-2 可知，引进后国产化的喷油泵的某些参数与指标，定得比原机高，例如，A 型泵和 P 型泵的最高工作转速比 Bosch 公司的数据高，这一方面说明国外公司给出的数据比较保守与可靠，另一方面也反映了国内在引进基础上开发这些产品时，尽量挖掘其潜力，力求扩大其使用范围的努力。

此外，为了客观评价喷油泵的工作能力，表 5-1 和表 5-2 除了给出凸轮升程、柱塞直径

与轴距等基本结构参数外,还列有若干对于喷油泵工作能力的评价指标,现说明如下:

1. 最大循环供油量 $V_{\max}$

喷油泵每循环供油量与许多结构与调整参数有关。如柱塞直径、凸轮形式与升程、预行程与供油持续角以及出油阀结构尺寸等。由于每一种喷油泵都可以装有几不同直径的柱塞并作出不同的调整,因此为了进行比较,我们规定取喷油泵最大柱塞直径并设出油阀减压容积为零,采用标准切线凸轮,以凸轮升程至最大几何速度前的 0.3mm 处作为供油终点,将依据 7° 凸轮转角(国内外油泵行业公认作为基准的度数,如有公司采用其他度数则应另加说明)供油持续期内柱塞有效几何行程计算所得的循环供油量,定义为喷油泵的最大循环供油量 $V_{\max}$,它是喷油泵几何供油量的极限值。由于没有考虑燃油的可压缩性、油管的弹性膨胀以及供油过程出油阀早开、迟闭的节流作用与柱塞泄漏等因素,因此与实际供油量有一定的差别,但是却便于对各个系列喷油泵的工作能力进行比较。 $V_{\max}$ 越大,表示喷油泵的尺寸越大,工作能力越强,更能满足更大功率柴油机的配套要求。

2. 最大平均供油速率 $Q_{\max}$

平均供油速率是指喷油泵在供油持续期内每度凸轮转角的平均供油量,最大平均供油速率即为最大循环供油量的条件下,取 7° 凸轮轴转角供油持续期作为计算依据求得的最大平均供油速率。其表达式为

$$Q_{\max} = A_p \bar{w}_p \quad (\text{mm}^3/^\circ\text{CA}) \quad (5-1)$$

式中, A_p 为柱塞面积(mm^2); $\bar{w}_p$ 为柱塞在供油持续期内的平均上升速度($\text{mm}/^\circ\text{CA}$)。

由式(5-1)可见,提高 $Q_{\max}$ 有效途径为增加柱塞直径与提高柱塞平均速度(改变凸轮型线与增加预行程)。不言而喻,在同样的供油持续期内,提高最大平均供油速率可以增加循环供油量。

3. 最大允许泵端压力 p_{pmax}

最大允许泵端压力是指喷油泵所能承受的最大泵端压力的峰值,其准确数值应是柱塞腔的实测压力。由于测量困难,一般可用在出油阀紧帽出油口处测取的油管泵端峰值压力来替代。众所周知,为了改善喷射油束的雾化与提高喷油速率,柴油机对喷油压力的要求不断提高,而喷油压力来自泵端的供油压力,有时为了简便起见,也会将泵端压力当作喷油压力,但实际上由于喷孔的节流作用,喷油器的嘴端压力一般略高于泵端压力。因此,提高泵端压力就是相应提高了喷油压力。但泵端压力又受到了喷油泵凸轮、挺柱体及泵体等零件强度和刚度方面的限制。

因此,最大允许泵端压力是一个既反映喷油泵强化程度又表征其工作可靠性的重要指标。图 5-12 所示为不同燃烧系统所要求的最大泵端压力与最大平均供油速率之间的关系。

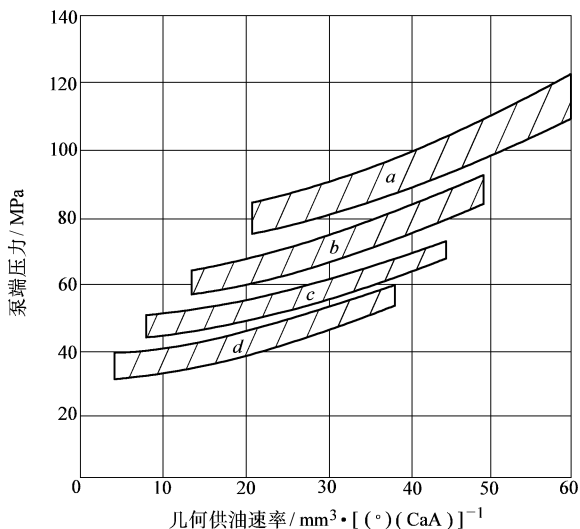


图 5-12 柴油机不同燃烧系统所要求的最大泵端压力与最大平均供油速率之间的关系

a—直接喷射、增压、无或低涡流 b—直接喷射、增压、低涡流
c—直接喷射,有涡流 d—分隔式燃烧室

4. 喷油泵最高工作转速 $n_{p\max}$

前已说明, 喷油泵转速 n_p 在二冲程柴油机中与柴油机转速 n 相同, 在常见的四冲程柴油机中, 则有 $n_p = n/2$ 。在传统柱塞式喷油泵中, n 或 n_p 增大, 最大泵端压力与喷油压力均会增加, 但同时柱塞运动产生的往复惯性力也会增大。当柱塞下行时, 若此惯性力超过柱塞弹簧的压紧力时, 会使挺柱滚轮与凸轮表面之间脱开, 产生冲击。此外, 附装在喷油泵上的机械式调速器也有一定的转速限制, 综合两方面考虑, 才能确定整个喷油泵总成(包括调速器)的最高工作转速 $n_{p\max}$ 。

最后应当说明的是, 本节虽然只针对直列式喷油泵而言, 但基本原理对于其他形式的喷油泵仍基本适用。

5.3 直列式喷油泵主要零件结构特点及其基本参数的确定

5.3.1 柱塞直径 d_p 和有效供油行程 h_e

柱塞与柱塞套是喷油泵最重要的精密偶件之一, 它具有建立高压与控制供油量的重要作用, 柱塞直径 d_p 和有效供油行程 h_e 可按以下方法计算: 首先, 根据柴油机标定工况点燃油消耗率和功率算出柴油机每缸所需的每循环喷油量($\text{mm}^3/\text{循环}$), 即

$$V_b = \frac{P_e b_e \tau}{120 n \rho_f i} \times 10^3 \quad (\text{mm}^3/\text{循环}) \quad (5-2)$$

式中, P_e 为柴油机标定功率(kW); b_e 为标定功率点燃油消耗率[$\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$]; n 为柴油机转速(r/min); i 为柴油机气缸数; ρ_f 为燃油密度(g/cm^3); τ 为柴油机的冲程数。

需要特别指出的是, 这里 V_b 表示的每循环喷油量, 其意义与式(3-5)中的 q 相当, 只不过 q 是根据喷油规律下面积求得的, 有理论上间接求取意味, V_b 则由实际燃油消耗率求得, 更接近实测结果, 故本章起一律改用 V_b , 另外式(2-50)中的 g_b 亦为每循环供油量, 不过采用的是重量单位($\text{kg}/\text{循环}$), 而这里 V_b 的单位是 $\text{mm}^3/\text{循环}$, 特提醒读者注意其区别不要混淆。

喷油泵柱塞在有效行程 h_e 内的几何供油量 V_p [即为式(3-2)中的 q_p] 应当大于 V_b , 即有

$$V_p = V_b + \Delta V_1 + \Delta V_2 \approx V_b + \Delta V_1 \quad (5-3)$$

式中, ΔV_1 为高压油路内, 在最大泵端峰值压力与针阀开启压力的压差作用下的燃油压缩量; ΔV_2 为喷油泵柱塞套与高压油管的变形量, 在粗略计算中可以略去不计, 即

$$\Delta V_1 = (p_{p\max} - p_{op}) \frac{\sum V}{E} \quad (5-4)$$

式中, $p_{p\max}$ 是最大允许泵端压力(MPa); p_{op} 喷油器针阀开启压力(MPa); $\sum V$ 是高压油路总容积(对于采用泵-管-嘴系统的中小功率柴油机, $\sum V = 1500 \sim 2000 \text{mm}^3$); E 是燃油弹性模量, 其值为 $2000 \sim 2500 \text{MPa}$ 。

求出 V_p 以后, 再参照喷油泵最大循环供油量 $V_{\max}$ (V_p 要适当小于 $V_{\max}$), 并根据柴油机的特点(燃烧室的形式以及是否增压, 等等), 即可在相应的表格(表 5-1 或表 5-2)中选择所需的喷油泵系列与型号, 其柱塞直径 d_p 和有效行程 h_e 则可按式计算:



$$V_p = \frac{\pi}{4} d_p^2 h_e \eta_f \quad (5-5)$$

式中, η_f 为喷油泵的供油系数, 其值主要与进回油孔的节流作用有关, 一般 $\eta_f = 1.00 \sim 1.25$, 对节流作用较大者, 取大值。

定义柱塞直径 d_p 与有效行程 h_e 之比为 m_1 , 根据统计 $m_1 = 4.0 \sim 6.0$, 将 $d_p/h_e = m_1$ 代入式(5-5)后, 可得柱塞直径 d_p 为

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{4V_p m_1}{\pi \eta_f}} \quad (\text{mm}) \quad (5-6)$$

对计算值圆整, 最后确定柱塞直径 d_p , 再根据 m_1 或式(5-5)反算出有效行程 h_e 。

如图 5-13 所示, 柱塞直径增大, 供油和喷油速率增大, 在相同供油量情况下, 有效行程减小, 供油和喷油持续期缩短, 从而缩短柴油机的燃烧期, 使其性能得到改善。但加大柱塞直径后, 初期喷油量大, 柴油机运转粗暴, 同时凸轮承受接触应力也增加。

5.3.2 柱塞偶件的结构特点

柱塞偶件由柱塞与柱塞套组成, 它是喷油泵高压部分的重要元件, 也是燃料供给系统中最为精密的偶件之一(与出油阀偶件和喷油嘴偶件一道号称柴油机燃料供给系统的三对精密偶件)。前已说明, 由于柱塞在柱塞套内的往复运动, 产生了喷油泵的吸油和泵油作用, 而开在柱塞槽上的螺旋槽或斜槽, 则以其棱边与柱塞顶面一道, 起着控制有效行程, 即每循环供油量的作用。

至于采用螺旋槽还是斜槽为好, 并无明确定论, 在实际生产中, 两种结构均有, 但应当指出的是, 螺旋槽与斜槽在平面展开图上是有明显区别的。螺旋槽展开后, 供油特性曲线为一条斜直线(见图 5-14 中的直线 2), 表明这种柱塞在调速器的作用下, 柴油机不论在大负荷(油量)还是小负荷(油量)工况下工作时, 柱塞转过同样角度时, 有效行程的变化是相等的; 而斜槽展开后, 供油特性曲线为一条三角函数曲线(见图 5-14 中的曲线 1), 表明柴油机在不同工况工作时, 柱塞转过同样角度, 有效行程的变化是不等的。

通常在怠速运行时, 柴油机稳定性较差, 由于怠速工况下, 柱塞的有效行程小, 因此, 齿杆稍有抖动, 会引起油量明显的变化, 而螺旋槽柱塞的供油特性曲线斜率在小油量和大量油时均相等, 这样在小油量时齿杆抖动所引起的油量变化相对值较大, 发动机的怠速稳定性较差, 而斜槽柱塞供油特性曲线斜率是变化的, 小油量时的供油特性曲线斜率小, 变化比较平坦, 齿杆抖动时, 所引起的有效行程及供油量变化的相对

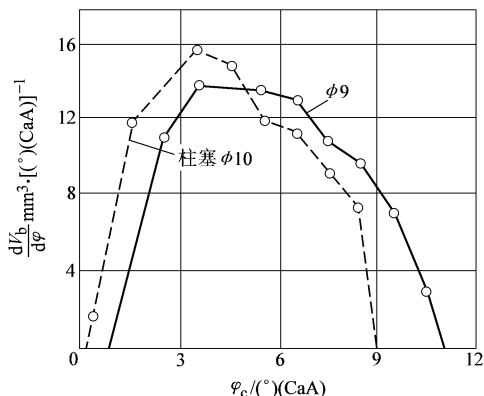


图 5-13 不同柱塞直径对喷油规律的影响
柴油机 $D \times S = 135\text{mm} \times 140\text{mm}$, $n = 1500\text{r/min}$

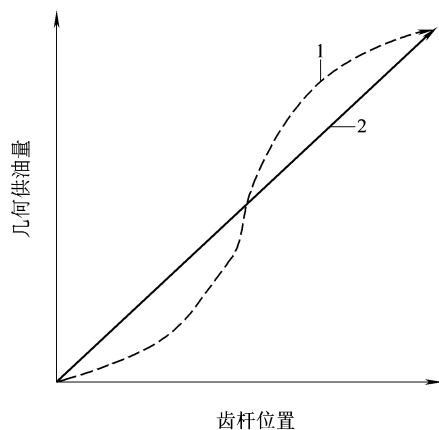


图 5-14 供油特性曲线

1—斜槽柱塞供油特性 2—螺旋槽供油特性

值较小, 故对转速波动影响不大, 有利于怠速稳定运行。此外, 斜槽柱塞加工也比较容易, 为此, 早期普遍采用的螺旋槽柱塞已有被斜槽柱塞取代的趋势。

如图 5-15 所示为三种典型的柱塞方案, 其中, 图 5-15a 为标准的下螺旋槽方案, 其工作原理已于前述, 即供油始点不变(以柱塞顶面控制), 用改变供油终点(以下螺旋槽棱边控制)的方法来改变柱塞的有效行程; 如图 5-15b 所示为上下均开有螺旋槽的结构, 这时由于增设了上螺旋槽, 因此当柱塞向油量即负荷增大方向旋转时, 不仅推迟了供油终点, 而且也使供油始点略为提前, 这样就能更好地满足柴油机降低噪声与排放的要求(主要用于负荷变化频繁且变化幅度较大的柴油机上); 如图 5-15c 所示为在标准的下螺旋槽结构上增设了起动槽, 即在柱塞顶面削出一块小小的平台, 使柱塞转动到起动位置时, 推迟关闭进回油孔, 从而可以使供油始点推迟 $5^{\circ} \sim 10^{\circ}$ 曲轴转角。

从以上分析可知, 供油终点与有效供油行程主要由下螺旋槽控制, 而供油始点则主要由柱塞顶平面和在其上加工出来的上螺旋槽或起动槽控制。不言而喻, 它们的形状与位置决定了柱塞头部的结构和喷油泵的供油规律, 并直接控制着柴油机的运转工况。但实际上, 真正影响柴油机燃烧性能(动力与经济、排放与噪声以及起动性能等)的是喷油始点, 即喷油提前角与喷油规律(图 3-4)。例如, 为了实现高效清洁的燃烧, 柴油机的喷油始点应当随其转速与负荷的变化及时作出相应的优化调整, 但这一目标只有在以后将要介绍的电控喷油系统中才能实现, 对于这里介绍的机械控制的传统式喷油泵而言, 只能用改变供油始点的方法来间接影响喷油始点, 因为在实际柴油机上喷油始点或喷油提前角一般难于确定(必须测量针阀升程), 而供油始点或供油提前角(即喷油泵安装于柴油机上时, 从喷油泵柱塞关闭进回油孔开始压油到柴油机活塞上止点所经历的曲线转角, 也叫做静态供油提前角)可以在停机状态下用溢流法检查(以出油阀开启供油来表示进回油孔关闭), 比较容易确定。

根据图 3-4、图 3-10 和第 3 章所介绍的内容可知, 供油始点 φ_{ps} 与喷油始点 φ_{js} 之间差一个喷油滞后角 $\Delta\varphi_{pj}$, 即

$$\Delta\varphi_{pj} = \varphi_{ps} - \varphi_{js} \quad (5-7)$$

其值取决于压力波在高压油管中的传播时间, 即取决于压力波传播速度(声速) a 、油管长度 L 与柴油机转速 n 。在声速一定的条件下, L 越长, $\Delta\varphi_{pj}$ 越大, 因此人们希望高压油管应当短些, 而且各缸应当等长; n 越高, 由于每度曲轴转角占据的时间较短, $\Delta\varphi_{pj}$ 也越大。

由于 $\Delta\varphi_{pj}$ 有一定规律性, φ_{ps} 与 φ_{js} 对柴油机性能影响的趋势又一致, 因此用供油提前角作为调整与匹配的依据是比较可行且方便的, 但毕竟两者定义有所不同, 不应加以混淆。

为了能用柱塞顶部的形状来影响供油或喷油始点, 可以采用多种结构形式, 例如:

(1) 用改变柱塞头部形状来适应负荷变化与起动工况的要求, 图 5-16 所示即为一种起动时提前喷油, 全负荷推迟喷油, 部分负荷时又提前喷油的柱塞头部方案。

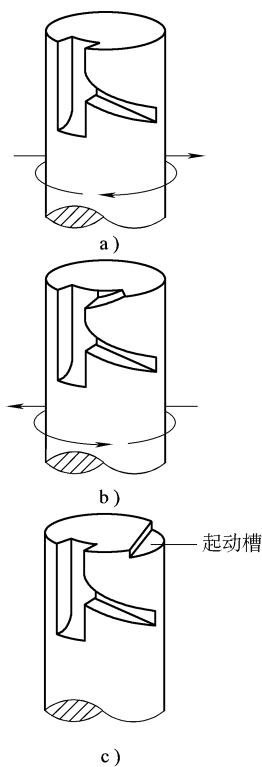


图 5-15 三种典型的
柱塞螺旋槽或斜槽
位置的方案
a) 下螺旋槽 b) 上下
螺旋槽 c) 下螺旋槽
与起动滞后槽

需要说明的是,为什么有时起动时需要将喷油推迟,有时又需要将喷油提前的原因。由于柴油机燃烧室内的温度在压缩上止点附近时最高,因此为了获得最高的燃烧效率,要求主要燃烧过程在上止点附近完成,为此燃油应在上止点前喷入,即有一定的喷油提前角,喷油提前角过大,燃烧开始得过早,气缸压力升高率过大,柴油机噪声增大,工作粗暴;反之若喷油提前角过小,燃烧滞后并延伸在膨胀过程中进行,柴油机燃烧效率下降,未燃碳氢化合物(HC)与烟度增加。如果我们以追求燃油经济性为目标,上述喷油提前角就不应太小,这时喷油泵供油提前角由于还要加上式(5-7)所示的喷油滞后角 $\Delta\varphi_{\text{pj}}$,就会高达 $18\sim 24^\circ\text{CA}$,但这样的供油提前角对于转速低的起动工况则显得过大(由于柴油机工作时转速比起动转速高很多,而 $\Delta\varphi_{\text{pj}}$ 又与转速成正比,因此按柴油机工作时确定供油提前角,在低速时必然显得过大),导致在气缸还是很冷时喷入大量燃油,容易产生白烟并使起动时产生很大燃烧噪声,为此需要采用如图5-15c所示的起动槽以推迟喷油。可是,随着对柴油机环保性能要求日趋严格,人们往往不惜牺牲一些经济性,用适当推迟喷油的方法来降低氮氧化物(NO_x)的排放与噪声水平,甚至在有的直喷式增压柴油机上,已把静态供油提前角减少至 $5\sim 7^\circ\text{CA}$,这样小的提前角势必影响柴油机的起动性能(由于提前角过小,燃油喷入冷机后,尚未着火,活塞就走过了上止点),为此又要求在起动时适当加大提前角,如图5-16所示的柱塞头部结构,就是为了满足上述要求而设计的,它用开在顶部适当部位的凹槽使在全负荷时推迟供油,而在起动和部分负荷工况时使供油相对提前。

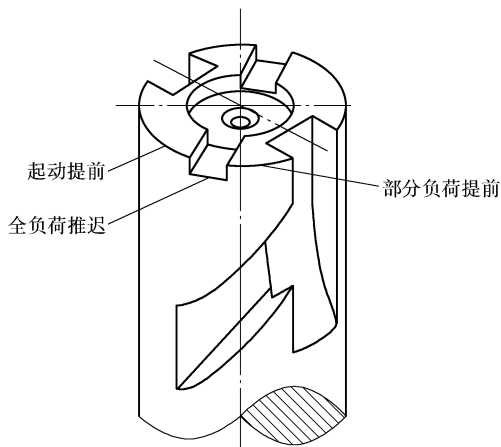


图 5-16 改变供油提前角的柱塞头部结构示例

(2) 用头部间隙结构(图5-17)来实现柴油机喷油时刻随转速提前的要求。前已说明,柴油机的最佳喷油提前角需经仔细调试确定,且随柴油机的工况(转速与负荷)而变,例如当负荷不变而转速增加时,其最佳喷油提前角应当增加一些,主要原因是当着火滞燃期的时间 τ_i 一定时,它占有的曲轴转角 φ_i (也就是图3-4中的 $\Delta\varphi_{\text{jc}}$)随转速的增加而增加,参见式(2-41),若喷油提前角不变,或甚至减小,则燃油着火的角速度将会大大推迟,不利于燃烧过程的组织。而从喷油泵供油方面来看,当静态供油提前角在机上调定以后,虽然理论上是固定不变的(以柱塞顶部或上螺旋槽棱边盖柱进、回油孔为准),甚至由于转速增加产生的进回油孔节流效应,还会略有增加,但是如式(5-7)所示,喷油提前角要滞后供油提前角一个的数值 $\Delta\varphi_{\text{pj}}$,它相当于压力波从泵端传至嘴端时间所对应的曲轴转角,这个 $\Delta\varphi_{\text{pj}}$ 也正比于柴油机的转速,这样若不采取任何措施,由传统喷油泵供油经高压油管压力波传递在喷油器中形成的喷油提前角反倒是随柴油机转速的增加而减小的,这当然不能满足合理组织柴油机燃烧过程的要求。为此,对于转速范围变化较大的车用

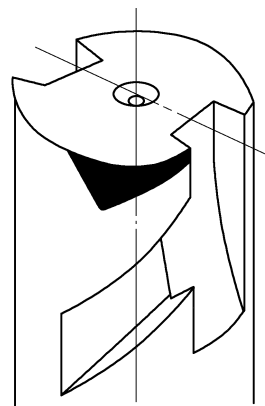


图 5-17 用柱塞头部间隙来实现喷油随转速提前的结构简图

柴油机而言,为使喷油时刻随柴油机转速提高而适当提前,一般均在其喷油泵驱动端装有机械离心式提前器,它可以在柴油机工作范围内对于喷油提前角做较大的调整($7^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 凸轮转角),有关内容将在 7.5 节中加以介绍。

由于机械离心式提前器的结构比较笨重,目前也有将其取消,而用在柱塞头部加工出局部间隙的方法来得取得喷油随转速提前效果的趋势,这种结构的示意图如图 5-17 所示,即在柱塞头部一定范围(如图中的黑色三角区)磨削出深度 t 很小(约 0.1mm)的间隙,利用这个间隙的节流效应,解决传统标准柱塞结构造成的喷油滞后问题,其原理是当柴油机转速较低柱塞运动较慢时,柱塞头部间隙节流效应很小,即使间隙区盖住进回油孔,也不能使柱塞顶部空间建立高压,因为燃油仍能顺利通过间隙区流回低压腔,只有在间隙区完全走过以后,进回油孔完全关闭,喷油泵才起供油作用;而当柴油机转速升高,柱塞上升速度较快时,由于间隙区的节流作用明显,因此当间隙区盖住进回油孔时,即能使柱塞顶部产生高压,提前实现供油,弥补前述压力传播时间造成的喷油延迟现象,这样如果能通过仔细的匹配试验,确定出头部间隙的范围、形状及深度,即能在一定程度上满足柴油机喷油随转速提前的要求。然而应当指出,这种以头部间隙节流原理形成的喷油随转速提前的方式也存在一定问题,首先是其提前幅度不可能太大,只有 $2^{\circ} \sim 3^{\circ}$ 凸轮转角。其次是间隙区的加工精度也较难控制。但是目前随着柴油机增压的推广(柴油机增压后,转速可以降低,同时滞燃期也缩短,故对喷油随转速提前的要求较低,其动态提前特性也较自然吸气式柴油机平坦),以及为了降低 NO_x 排放而推迟喷油(约 $5 \sim 10^{\circ}\text{CA}$)方式的采用,这种以柱塞头部间隙液力效应来实现喷油提前的方案,仍然具有较大的发展潜力。

喷油泵在工作时,柱塞与柱塞套之间的润滑一般是靠柴油的自润性来保证的,其余零部件过去则采用润滑油的飞溅润滑,近年来随着喷油压力的提高与喷油泵负荷的加重,已采用强制润滑来代替飞溅润滑,即将柴油机的润滑油经专门的油道引至油泵凸轮室及调速器内进行润滑,必要时还需对柱塞副进行润滑。这时为了防止燃油在高压下经过柱塞与柱塞套之间的径部间隙($1.5 \sim 3\mu\text{m}$)流入凸轮室,稀释润滑油,需在柱塞和柱塞套上采取相应的防漏措施,其结构如图 5-18 所示,其中,图 5-18a 的方案是将回油槽开在柱塞上,即构成所谓 T 形槽柱塞结构,泄漏的燃油经柱塞上的环槽 3、回油槽 2 和柱塞套上的回油孔 1 流回低压油腔;图 5-18b 的方案是将回油槽 4 开在柱塞套上,泄漏的燃油直接由此环槽经回油孔 1 流回低压油腔。

柱塞套结构如图 5-19 所示,其中图 5-19a 为两节外圆柱柱塞套,它的特点是结构简单,加工方便,但刚度较差,目前只在少数喷油泵中采用;图 5-19b 为三节外圆柱柱塞套,它将柱塞套外圆做成三节,大外圆处要承受出油阀紧座拧紧(保证密封)时的装配压力,适当加粗,目的是提高刚度以减少变形,中外圆起定位作用,小外圆则受柱塞弹簧尺寸限制, Bosch 公司的 A

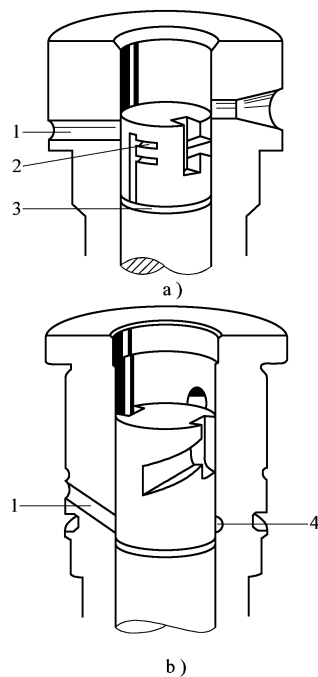


图 5-18 柱塞偶件的防漏措施

- a) 回油槽开在柱塞上
- b) 回油槽开在柱塞套上
- 1—回油孔 2—柱塞上的回油槽 3—柱塞上的环槽
- 4—柱塞套上的回油槽

型泵即采用这种典型的柱塞套结构；图 5-19c 所示为悬挂式柱塞套，这是因为前述三节外圆柱塞与二节外柱塞相比，刚度虽有所提高，但受缸心距的限制，只能在不大的范围内进行强化，难以彻底解决柱塞套刚性问题，采用悬挂式柱塞套后，可以使柱塞套受装配压紧力的部位尽可能缩短，这样不但能减小压紧力对柱塞套内孔变形的影响，且能使柱塞套最薄弱的环节进回油孔处，避开压紧力的作用，从而大大地改善了柱塞的受力条件，有利于油泵

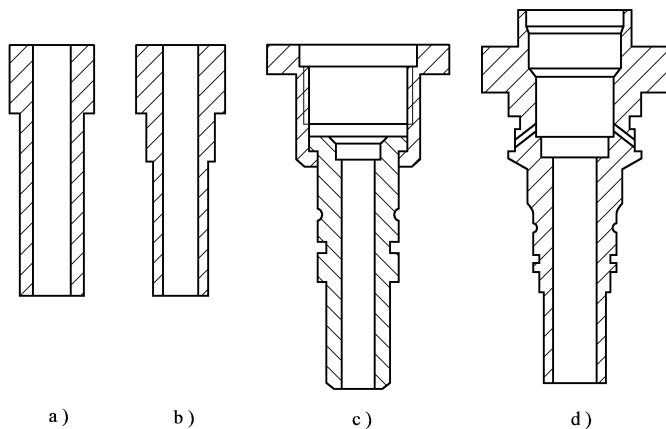


图 5-19 柱塞套的结构

a) 两节外圆柱柱塞套 b) 三节外圆柱柱塞套
c) 悬挂式分体法兰柱塞套 d) 悬挂式整体法兰柱塞套

的强化措施，Bosch 公司 P1、P3000 等喷油泵系列都采用这种结构；图 5-19d 所示则为悬挂式整体式法兰柱塞套，它将法兰与柱塞套制成一体，这样就把缸心距对增大柱塞直径限制的影响减到最小，高压部位也不会受到装配压紧力的影响，加上整体法兰柱塞套的刚性又好，有足够的条件加大柱塞直径和行程，能承受更大的泵端压力，因此 Bosch 公司以后开发的 P8000、P8500 等 P 型泵以及电控 H 系列喷油泵，都是采用此种结构，最高泵端压力可以达到 130MPa。

5.3.3 凸轮型线及其对柱塞运动的影响

在传统的柱塞式喷油泵中，装在柱塞尾部的弹簧盘是由弹簧经过挺柱的滚子压紧在凸轮轴的凸轮表面上的(图 5-1、图 5-2、图 5-5 ~ 图 5-8)，因此柱塞的运动完全受到凸轮旋转的控制，柱塞的最大升程也就是凸轮的最大升程，凸轮的升程与几何形状(型线)对柱塞的运动规律与喷油泵的供油规律有着重要的影响。凸轮型线的各类很多，目前在中小功率柴油机领域使用最多的为如图 5-20 所示的切线凸轮：其中，图 5-20a 所示为单向切线凸轮，又称 T 型凸轮，系不对称凸轮，其凸轮工作段为一条与基圆相切的直线，它只能用于某一固定旋转方向，但回程比较平缓，对提高零部件的寿命与降低工作时的噪声比较有利；图 5-20b 所示为双向切线凸轮，又称 G 型凸轮，由于它两个侧面均为对称布置的切线，故可以实现双向旋转；图 5-20c 所示为扇形凸轮，它也是对称凸轮，不过凸轮外圆周很长，使柱塞在较大的凸

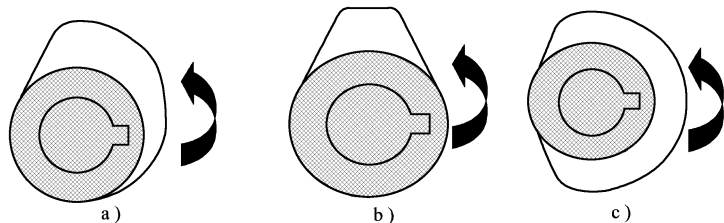


图 5-20 三种典型的切线凸轮

a) 单向切线凸轮 b) 双向切线凸轮 c) 扇形切线凸轮

轮转角内，一直保持在止点处，只是在工作时作一次短时间的往复（吸油和泵油）运动，这样可以防止柴油机发生意外反转，但因缩短了柱塞顶部空腔的充油时间，故目前采用的不如前面的 T 型和 G 型凸轮普遍。

图 5-21 所示为两种典型凸轮（用于 P7 型喷油泵上的 T 型和 G 型凸轮）升程和速度曲线的比较。

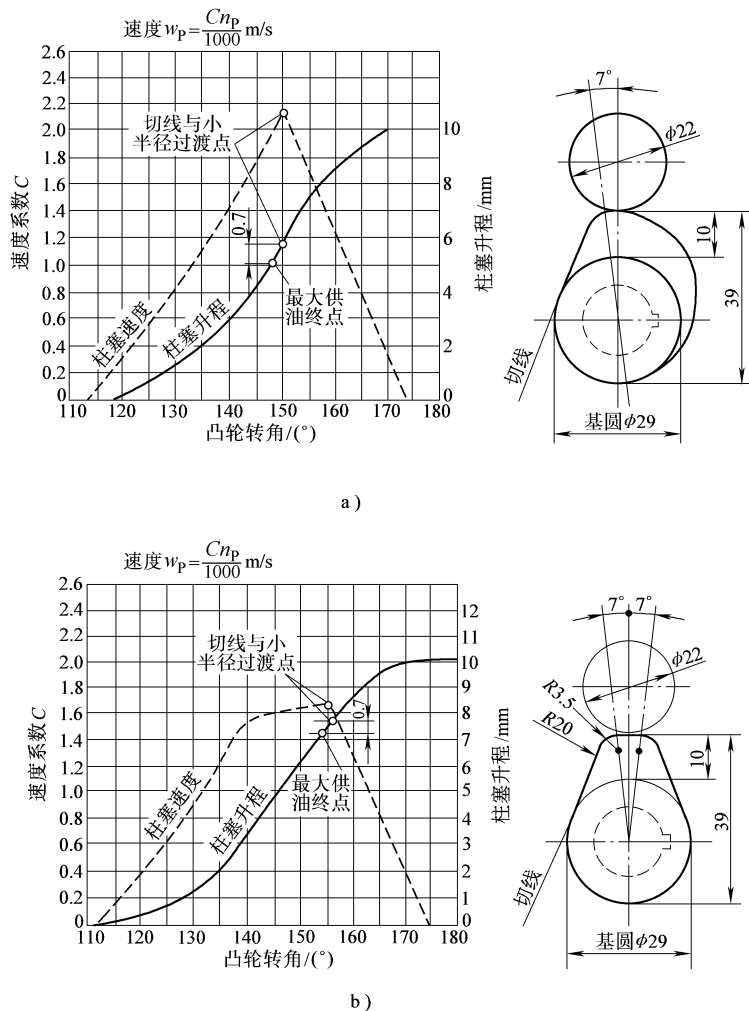


图 5-21 两种典型凸轮升程和速度曲线的比较

a) P7 泵 T 型凸轮 b) P7 泵 G 型凸轮

由图 5-21a 可见，T 型凸轮的柱塞速度曲线近似三角形，符合先缓后急的理想供油规律，使滞燃期内只喷入少量的燃油，确保柴油机能平稳地并以较小的燃烧噪声运行，着火后，又能以较高的供油速率将燃油供给喷油器，使其尽快喷完，从而把喷油持续角控制在一定范围内，保证柴油机获得良好的性能。但在相同的平均供油速率的条件下，柱塞的最高速度比 G 型凸轮高，因此，最高供油速率以及由此引起的最高泵端压力要比 G 型凸轮高。

由图 5-21b 可见，G 型凸轮的柱塞速度曲线近似为梯形，故又称等速凸轮，这种凸轮在

工作时, 整个供油延续角基本上都在等速段, 因此, 供油速率在开始时就较高, 对噪声不利, 但在相同的平均供油速率下, 柱塞最高速度低于 T 型凸轮, 因此, 最高供油速率及最高泵端压力低于 T 型凸轮。

在图 5-21 所示的凸轮升程、速度曲线中, 为了便于比较各种凸轮形线对柱塞速度的影响, 速度曲线纵坐标用基准速度 C (又称速度系数) 表示, 它是喷油泵转速为 1000r/min 时的速度值, 这样对应任一柴油机转速 n_p 均可方便地求得柱塞供油速度为 $w_p = Cn_p/1000 (\text{m/s})$, 对中小功率柴油机用的喷油泵, C 的最大值一般应控制在 3.0m/s 以下。

前已说明, 凸轮全升程, 即最大升程就是柱塞的最大升程 $h_{\max}$, 对比如图 5-4 所示的关系 $A = h_1 + h_2 + h_3 + h_4$ 可知, A 即为 $h_{\max}$, 再将 $h_1 + h_2$ 两项合并为 h_{ps} , 并令 $h_3 = h_e$, $h_4 = h_r$, 则有

$$h_{\max} = h_{ps} + h_e + h_r \quad (5-8)$$

式中, h_e 为有效行程; h_{ps} 为预行程; h_r 为剩余行程。

取 $h_{\max}$ 与 h_e 之比为 m_2 , 即 $h_{\max} = m_2 h_e$ 。对于自然吸气柴油机, m_2 在 $4.0 \sim 7.0$ 之间, 对于增压柴油机 m_2 在 $3.0 \sim 5.0$ 之间, 增压度越高, m_2 取越小的值。这样, 在按式 (5-6) 计算柱塞直径 d_p 并确定 h_e 以后, 也可根据以上关系确定 $h_{\max}$, 至于预行程 h_{ps} 与剩余行程 h_r 在 $h_{\max}$ 中如何分配的问题, 则取决于对供油速率的要求。前已指出, 柱塞的运动规律主要是由凸轮型线确定的, 但同一种柱塞即使用同一根凸轮轴, 通过不同的调整, 亦可得到不同的柱塞运动速度以及不同的供油速率和供油规律。通常, 当循环供油量一定时, 为了缩短供油持续期, 应尽可能提高供油速率, 即将有效行程 h_e 的终点调整在距最大速度点 0.3mm 处, 这时既保证了较高的供油速率, 使供油持续期控制在较窄的凸轮转角范围内 (在高速柴油机中, 通常小于 10° , 见图 3-3 中的 AB 段), 又防止了挺柱与凸轮顶部圆弧相接触, 造成表面接触应力过大 (最大允许值为 $1900 \sim 2000\text{MPa}$)。在实际喷油泵上预行程的大小可通过改变挺柱体的高度 (如 A 型泵) 或柱塞套法兰下的垫片厚度 (如 P 型泵) 来加以调节。

在上述切线凸轮中存在的问题就是切线与圆弧交接处由于凸轮的曲率半径由无穷大突然减小为 $R = 3.5\text{mm}$ 左右的小圆弧 (图 5-21), 致使这一部位与滚轮的接触应力明显增大, 加剧了局部磨损, 同时柱塞运动的加速度也从最大的正值, 突变成最大负值, 形成一条不连续的加速度曲线 (见图 5-22 中的曲线 $A_a-B_a-C_a-D_a$, 其中 B_a-C_a 段表示由最大正加速度 B_a 突然跳到最大负加速度 C_a)。此外, 在最大负加速度出现的瞬间, 容易产生滚轮与凸轮脱开现象, 从而限制了喷油泵转速及供油速率的进一步提高。

为了进一步克服上述缺陷, 近年来, 国内外也开始采用函数凸轮作为过渡段来与切线衔

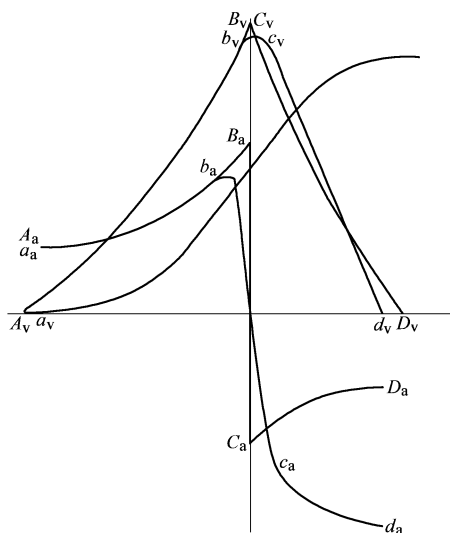


图 5-22 两种凸轮型线过渡段的运动特性比较

$A_a-B_a-C_a-D_a$ 为切线-小圆弧凸轮的加速度曲线

$A_v-B_v-C_v-D_v$ 为切线-小圆弧凸轮的速度曲线

$a_a-b_a-c_a-d_a$ 为切线-函数凸轮的加速度曲线

$a_v-b_v-c_v-d_v$ 为切线-函数凸轮的速度曲线

接,即开发了所谓切线-函数凸轮。这种凸轮可使切线与函数曲线过渡部分的曲率半径逐渐减小,这就改变了切线-小圆弧凸轮上加速度曲线的不连续性,形成了一条连续的加速度曲线(见图 5-22 中的曲线 $a_a-b_a-c_a-d_a$),凸轮受力薄弱环节处的接触应力也显著降低,从而可提高许用泵端压力。

此外,函数凸轮过渡段的负加速度走向也与柱塞弹簧的压紧力大体一致,可以保证弹簧压力不过度的情况下,柱塞与挺柱-滚轮从动件的可靠接触。函数曲线的形式很多,可以采用三角函数(正弦或余弦)、多项幂指数曲线等。有关这方面的内容,读者可以参考凸轮设计方面的专著,本书因篇幅限制,不再赘述。

5.3.4 挺柱与滚轮的结构

带有滚轮的挺柱从动件结构,可以参见图 5-7(A 型泵)和图 5-8(P 型泵),其中 A 型泵挺柱上装有可以调整柱塞预行程的正时调节螺钉 3。

在挺柱与滚轮组件中,挺柱在喷油泵壳体的挺柱孔中作往复运动,受力与润滑条件较好,而滚轮与凸轮之间由于接触应力较大,容易损坏,随着泵端压力不断增加,这个问题显得更为突出。为降低接触应力,在一些喷油泵的强化过程中把滚轮宽度不断加大,但是单纯依靠增加宽度只能取得部分效果,因为接触应力并不是沿宽度方向均匀分布的,实际上由于滚轮中心线与凸轮轴中心线不可能绝对平行,滚轮与凸轮的接触应力,总是在两端边缘处最大(称为边缘应力效应)。为此,在强化的喷油泵中普遍采用了如图 5-23a 所示的鼓形滚轮结构,其表面以很大的曲率半径($R = 1500 \sim 2000\text{mm}$),形成鼓形,这时中间凸起部位视滚轮宽度不同,其鼓形凸度为几个 μm 至十几个 μm ,其接触应力虽略有增加,但却能使边缘最大应力大幅度降低(图 5-23b),从而有效地改变了滚轮-凸轮这对摩擦副之间的工作条件,延长了滚轮及凸轮的使用寿命,其中延长凸轮轴的寿命具有更高的经济价值。

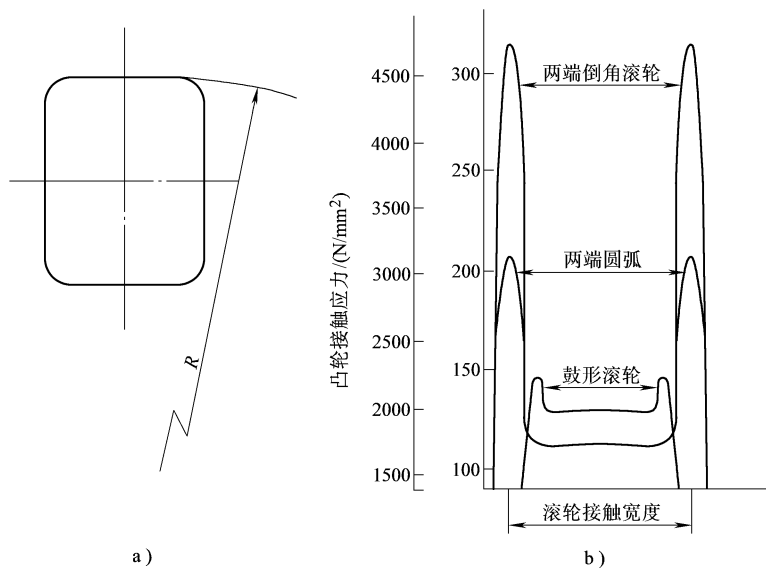


图 5-23 鼓形滚轮及其边缘应力效应的改进情况

a) 鼓形滚轮结构示意图 b) 各种改进措施的效果比较

5.3.5 出油阀的结构与减压作用

出油阀偶件是喷油泵重要的精密偶件之一，它对控制高压油路的残余压力乃至整个系统的喷油过程都有重要作用，按其工作原理可以分为等容式与等压式两种。

如图 5-24 所示为目前应用得较为广泛的等容式出油阀的结构与工作原理。供油时出油阀打开(图 5-24a)，当柱塞有效行程结束，回油孔打开时，高压腔内压力下降，出油阀在弹簧与油压作用下开始落座(图 5-24b)，由于出油阀上有一个直径为 d 的圆柱减压带，在它从开始进入座孔至锥面完全落座(图 5-24c)的过程中，还要下降一段距离 h ，这样当减压带隔断柱塞顶部高压腔与

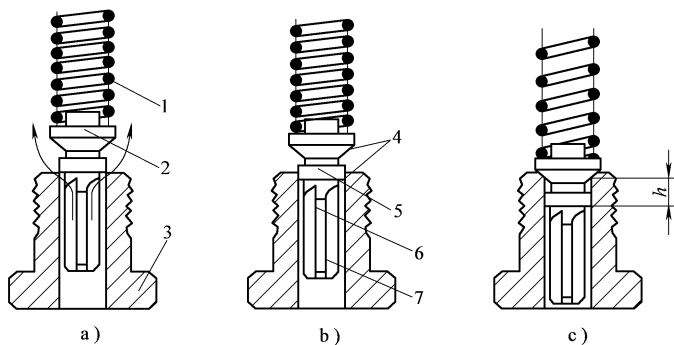


图 5-24 等容式出油阀

a) 供油状态 b) 开始关闭 c) 关闭状态

1—出油阀弹簧 2—出油阀芯 3—出油阀座 4—密封座面 5—减压带
6—导向面 7—油槽 h —减压高度

出一个 $\Delta V = \pi d^2 h / 4$ 的减压容积，从而使高压油路中的压力迅速下降，以保证喷油嘴迅速关闭并防止由于压力波来回反射叠加而产生的二次喷射现象。

减压容积的大小可以按下式估算，但最终的数值应当通过与柴油机的仔细配试来确定，即

$$\Delta V = \frac{\pi}{4} d^2 h = \Delta V_1 = (p_{\text{pmax}} - p_{\text{op}}) \frac{\sum V}{E} \quad (5-9)$$

式中的 ΔV_1 及其以后等式各项符号的说明见式(5-4)。

等容式出油阀的优点是结构简单，缺点是对变化工况适应性差。因为柴油机在高速大负荷时，油管压力较高，为了防止二次喷射，需要较大的减压容积，但在低速小负荷时，油管压力较低，只需要较小的减压容积，因此固定的减压容积很难同时兼顾两方面的要求，若匹配不当，在高速大负荷时，可能会因减压不够产生二次喷射现象，而在低速小负荷时，又常可能因减压过度，产生负压(真空)，形成气泡而引起“气穴(Cavitation)”现象，从而造成机器运转不稳，甚至引起零件的穴蚀损坏。

为了克服上述缺点，又研制了一种阻尼式出油阀(图 5-25a)，它是在等容式出油阀上部加装一个阻尼阀构成的，其工作原理是：在压油过程中，阻尼阀在高压油的作用下打开，阻尼孔不起作用，而在回油过程中，阻尼阀落座，用阻尼孔控制燃油的回流。通过选用合适的阻尼孔直径 d_v ，可以兼顾高、低速性能的要求，即既防止高速大负荷时的二次喷射，又避免了低速小负荷时喷油不稳定现象的出现(图 5-25b)。

随着柴油机喷油压力的不断提高，等容式出油阀已逐渐不能适应，因此需要采用等压式出油阀，其结构如图 5-26 所示：钢球 7 在弹簧 5 的作用下关闭节流孔 8，从而在出油阀芯 2 上构成一个小的单向阀(减压阀)，它在供油过程中其不起作用，而在回油过程中则打开并在弹簧 5 的控制下使高压油路保持为一定的残余压力，若能通过细致的匹配工作，选择合适的节流孔尺

寸与等压阀的弹簧刚度，就可以控制高压油路中的残余压力大小并使其保持稳定，从而避免了等容出油阀存在的问题，保证燃料供给系统在各种工况下的正常工作。等压式出油阀目前存在的问题是制造成本较高，调试也比较困难，但随着技术的进步，今后的应用范围会越来越广。

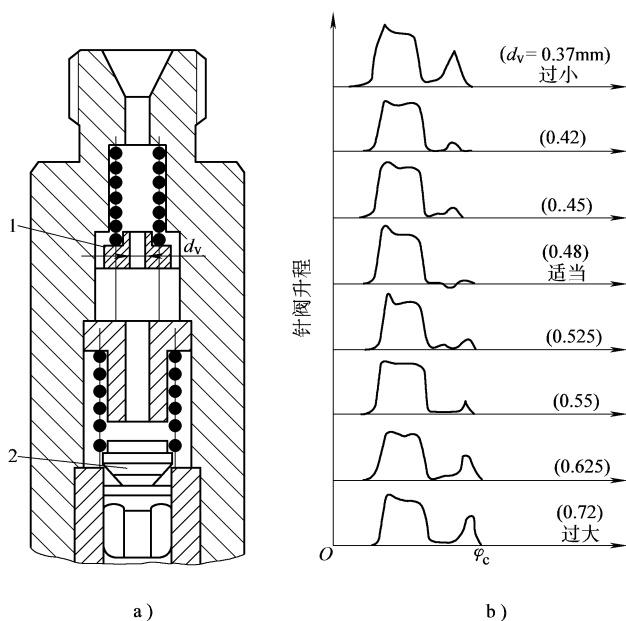


图 5-25 阻尼出油阀及其效果实例

a) 结构简图 b) 效果实例

1—阻尼阀 2—等容式出油阀 d_v —阻尼阀小孔直径

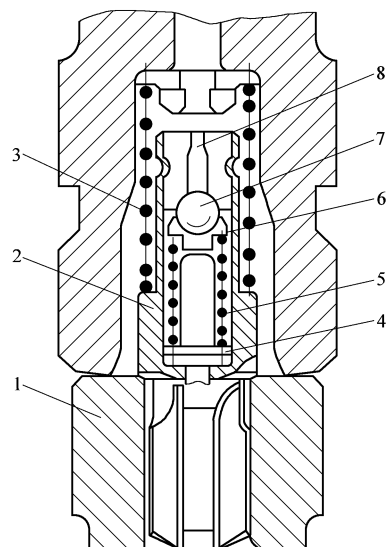


图 5-26 等压式出油阀

1—出油阀座 2—出油阀芯 3—出油阀弹簧
4—减容器 5—等压阀弹簧 6—弹簧座
7—钢球 8—节流孔

在出油阀与主机的匹配过程中，除了要对等容阀的减压容积，阻尼阀和等压阀的节流孔尺寸，以及各种主阀与副阀的弹簧刚度进行仔细调试以外，还要注意出油阀密封座面与导向侧面的加工精度，以保证出油阀的密封与良好的卸压效果。

5.3.6 喷油泵的速度特性及其校正

喷油泵在油量调节齿杆位置不变时，各循环喷油量 V_b 随油泵转速 n_p (或柴油机转速 n) 变化的特性 $V_b = f(n_p)$ 称为喷油泵的速度特性。齿杆在标定工况油量位置时的这一特性又称为喷油泵的速度外特性。

图 5-27 的实线 3 和 4 分别为常见的柱塞泵的速度外特性和部分负荷速度特性曲线。由图可见，两者的油量均随转速升高而加大，但外特性速度特性的 V_b 先上升而

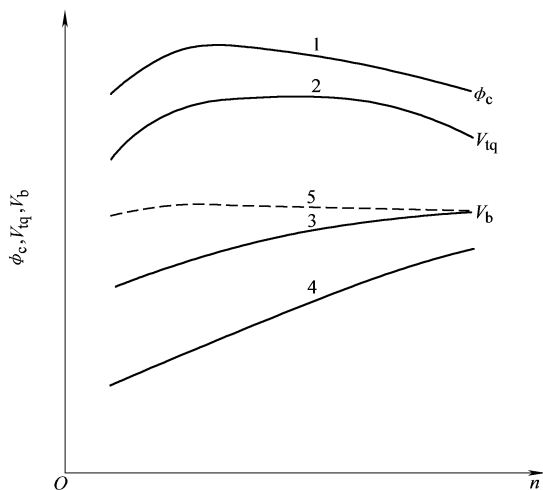


图 5-27 常用柴油机传统直列泵的速度特性

实线 1—柴油机充量系数 实线 2—柴油机扭矩曲线
实线 3—喷油泵速度特性(外特性)
实线 4—喷油泵速度特性(部分负荷特性)
虚线 5—对喷油泵外特性期望的校正值

后趋于平坦,而部分负荷速度特性的 V_b 则随 n_p 上升较多。产生这一现象的原因是柱塞套进、回油孔燃油的节流作用和燃油在柱塞偶件间泄漏的综合影响。柱塞上行时,理论上当柱塞顶平面关闭柱塞套进油孔时才开始压油,而实际上当柱塞顶平面还未完全关闭进油孔时,由于节流作用,柱塞压油腔内的燃油来不及通过进油孔尚开启的截面回流,腔内的压力就开始升高,导致出油阀提前开启。同样,当柱塞的斜槽(或螺旋槽)边缘打开柱塞套回油孔时,理论上即停止供油,但实际上斜槽边缘刚打开回油孔时,由于回油孔开启截面不大,节流作用较大,柱塞腔油压不可能立即降到出油阀落座压力,从而使出油阀延迟关闭。出油阀的早开和迟闭,使实际的柱塞有效供油行程大于几何供油行程,实际供油量和喷油量多于几何供油量。转速增高时,节流作用加强,使每循环喷油量增大。另外,柱塞与柱塞套间配合间隙虽然很小(一般为 $1.5 \sim 3\mu\text{m}$),但在往复运动中间隙可能偏在一边,由于柱塞腔与低压油腔的压力差很大,且密封长度短,故存在少量的燃油的泄漏,泄漏量多少与时间有关,转速高时每循环经历时间短,泄漏量少,致使供油量增多;低速时泄漏量多,致使供油量减少。因此,通过节流和渗漏共同作用,使各循环供油量或喷油量随转速升高而加大,随转速降低而减小。

喷油泵速度特性的上述走向,不符合柴油机的工作要求,因为柴油机的充量系数 ϕ_c (图 5-27 实线 1) 以及扭矩 T_{iq} 或平均有效压力 p_{me} 的曲线(图 5-27 实线 2),在最大扭矩点以后均是随转速升高而降低的。而柴油机的扭矩与平均有效压力主要取决于充量系数以及与之相适应的喷油量的配合,如果按如图 5-27 所示的喷油泵速度特性工作,必然会导致柴油机外特性上标定点油量偏高(超出冒烟极限)或最大扭矩点油量偏低(扭矩不足),致使柴油机冒烟严重或扭矩储备系数降低。因此,从充分利用空气、获得更大的动力性能角度考虑,较理想的供油外特性应如图 5-27 中的虚线 5 所示。

影响喷油泵速度特性曲线走向的因素很多,主要有出油阀类型、柱塞直径、进回油孔的数目、柱塞直径与进回油孔直径之间的比值、喷油压力的大小以及喷油器的结构等。在其他条件已经确定或难于更改的情况下,改变出油阀形状与结构参数是改变喷油泵速度特性最常用的方法之一。例如,如图 5-28 所示即为各种等容式出油阀的结构特点:图 5-28a 所示为普通等容式出油阀,其减压带与阀座孔之间配合间隙仅为 $1 \sim 3\mu\text{m}$,因此出油阀落座过程中,当减压带落入阀座孔以后,就能将柱塞腔与连接高压油管的出油阀紧帽腔完全隔开,并在继续落座过程中完成减压作用;图 5-28b 是减小减压带的直径,将配合间隙适当放大(间隙为 $0.025 \sim 0.1\text{mm}$)的间隙型出油

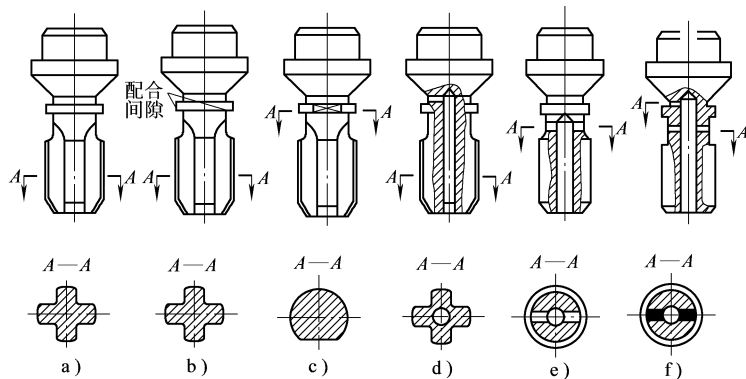


图 5-28 等容式出油阀的各种结构形式

a) 标准型 b) 间隙型 c) 削扁型 d) 旁通型 e) 管型 f) 孔型

阀；图 5-28c 是将减压带一侧削去一部分(削扁量 0.08 ~ 0.25mm)的削扁型出油阀；图 5-28d 是在减压带上钻有小的旁通节流孔($\phi = 0.4 \sim 1.5\text{mm}$)的旁通型出油阀；图 5-28e、f 是将出油阀的十字槽通道改变为内孔式通道，并在阀体上的适当部位钻旁通节流孔的管型及孔型出油阀。上述对出油阀结构作适当变化目的就是利用这些间隙或小孔的节流作用，削弱出油阀在柴油机低速范围内减压作用，从而达到增加喷油量、改善喷油泵速度特性的目的。

另外，采用等压式出油阀也能大大改善油泵速度特性的走向。图 5-29 所示即为等压式出油阀与等容式出油阀油泵速度特性的比较。图中 GDV (实线)和 GRV (虚线)分别表示等压式出油阀和等容式出油阀油泵速度特性的走向。由图可见，在供油量不大的部分负荷范围内，两种出油阀油泵速度走向基本一致，均符合图 5-27 所示的供油量随转速增加而增加的趋势。但是，在供油量较大接近全负荷工况时，两种出油阀速度特性均得到一定程度的校正，供油量反而随转速的增加而有所降低，而且等压式出油阀的效果更好一些。造成这种现象的因素十分复杂，其中一个重要原因是，前面在分析油泵速度特性走向时，只谈到了压油过程进回油孔节流

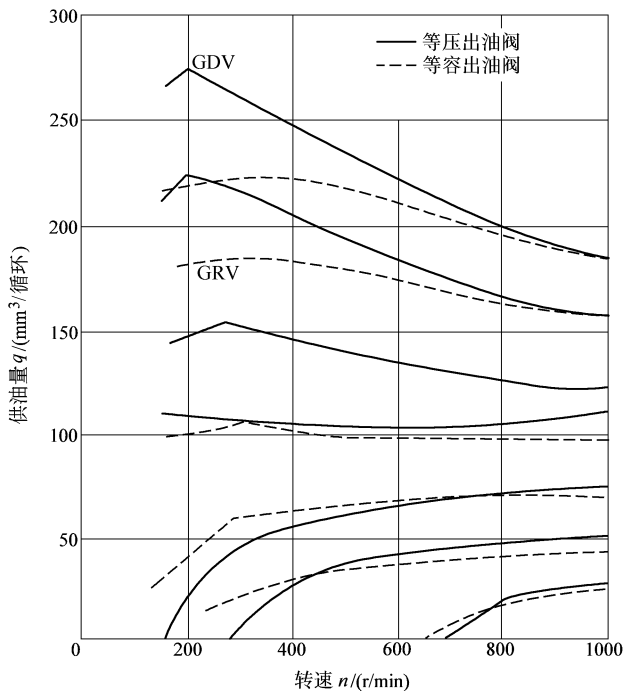


图 5-29 等压式和等容式出油阀油泵速度特性的比较

作用造成的出油阀早开与晚关的影响，而没有考虑柱塞下行时柱塞顶部空间的充油情况，实际上，油泵在高速大负荷时，进油孔开启时间随转速增加而减少，加上进油孔的强烈节流作用，导致柱塞空间充油不足，而影响下次压油过程的供油量，有时这种减少供油量的影响，会超过前述压油过程因节流作用造成的供油量增加的作用，两者综合的结果，可使油泵速度特性在大负荷时呈现改善的趋势，而等压式出油阀由于在各种工况下均能保持系统内残余压力稳定，因而在低速大负荷时的供油量也会超过等容式出油阀的供油量，后者则因为在低速大负荷时，往往卸压过度，会造成系统残余压力过低，甚至出现负压(气穴现象)的情况，致使供油压力与供油量降低。

上述基于液体节流作用改变喷油泵速度特性的方法，称为液力校正，但这种方法(不论是采用等容式还是等压式出油阀或是改变柱塞套中进回油孔的尺寸等)难度较大且不易稳定，只能作为柴油机匹配工作中的辅助手段，与此同时还应通过加装调速器的方法，利用调速器弹簧或凸轮机构来改变柱塞的有效行程以调节各个工况所需的供油量，这种以调速器为手段的机械校正方法将在第 7 章中加以介绍。

5.4 单体式喷油泵

单体式喷油泵简称为单体泵，它的外形结构见图 1-17，其主要特点是每缸构成一个单

元, 柱塞副与出油阀部分的结构与工作原理则与直列式喷油泵基本相同, 但单体泵本身不带凸轮, 挺柱与柱塞由柴油机配气凸轮轴上的油泵凸轮驱动, 因此, 按 Bosch 公司的分类, 简称 PF 泵(即外源驱动泵)以区别于前述自带凸轮轴的 PE 泵, 除了德国 Bosch 公司以外, 美国的 Hanes 公司(前身为 American Bosch)、意大利的 OMT 公司、瑞士的 DUAP 公司以及德国的 L'Orange 公司也都生产单体泵, 后者是 Perosper L'Orange 于 1926 年创办的, 主要从事船舶、机车、发电机组与重型工程机械用柴油机的燃料喷射装置, 是国际上大型柴油机领域内喷油泵的主要供应商之一(在这方面完全可与 Bosch 公司媲美, 但 Bosch 公司还在面广量大的车用柴油机和汽油机燃料喷射领域独占鳌头)。我国也生产了各种类型的单体泵, 其中为 195 系列柴油机开发的一号单体泵(凸轮升程为 7mm, 柱塞直径为 5~9mm, 可用于最大缸径至 105mm 的单缸柴油机)和为 170 系列柴油机开发的 0 号单体泵(凸轮升程为 7mm, 柱塞直径为 5~9mm, 可用于最大缸径至 85mm 的单缸柴油机), 曾为我国农用动力的发展作过很大贡献。

由图 1-17 可见, 单体泵广泛应用在从小型到大型柴油机的广大领域内, 小型单缸柴油机采用单体泵的原因是不言而喻的, 这种泵的特点是结构简单、紧凑, 而大型多缸柴油机, 也只宜采用单体式喷油泵, 否则若采用合成式多缸泵, 油泵必然过于庞大, 通往各缸的高压油管亦会过长, 而单体泵自成一个单元, 可以直接布置在相应气缸附近, 不仅大大缩短了由喷油泵到喷油器的油管长度, 有助于减小高压部分的有害容积, 提高了系统的“液力刚度”, 而且由于结构增强不像多缸泵那样受到缸心距的限制, 柱塞直径与凸轮升程也有较大的选择范围, 加之凸轮轴(即柴油机的配气凸轮轴)较为粗壮, 机体的机械刚度也比较好, 因而可以承受较大的泵端压力, 其值通常可超过 100MPa, 甚至可以达到 150MPa 以上(明显高出直列式合成泵), 供油量与供油速率也得以相应提高, 从而扩展了功率覆盖面。由于上述优点, 使单体泵不仅适合于大型柴油机, 而且在载重汽车柴油机上 also 得到一定程度的推广(如图 1-18 所示的 UPS 系统)。

表 5-3 所示为 Bosch 公司的 PF 泵系列, 其每缸最大功率从小型柴油机的 10~50kW, 到大型柴油机的 150~1000kW。表中, PFE 表示油泵本身不带滚轮挺柱(装在柴油机机体的挺柱孔内)的结构; PFR 表示油泵本身带有滚轮挺柱的结构; PFM 表示柱塞套为与大型单体泵体一样的盲孔型结构, 型号后的字母(Q、A、…、E、H)表示油泵工作能力的大小、浮点处待填的数字则表示同一壳体内包括的单元数量(虽说是单体泵, 但在特定情况下也可做成在同一泵体内安装多组, 但最多不超过 4 组柱塞副的结构)。

表 5-3 Bosch 公司的单体式喷油泵的性能参数表

型 号	应用范围	每缸最大功率 /kW	最大允许泵端压力 /MPa	最大柱塞升程 /mm	柱塞直径 /mm
每缸最大功率小于 75kW(轻载、中载和重载)					
PFE1Q.	轻型	10	50	7	5~7
PFE1A.	中载	20	80	9	5~9
PFR1K.	中载	20	60	8	5~9
PFM1P	重载	50	115	12	9~10

(续)

型 号	应用范围	每缸最大功率 /kW	最大允许泵端压力 /MPa	最大柱塞行程 /mm	柱塞直径 /mm
每缸最大功率大于 75kW (大型柴油机)					
PF..Z	大型	150	120	12	10 ~ 14
PF(R)..C	大型	300	150	24	15 ~ 23
PF(R)..W	大型	400	150	26	20 ~ 24
PF(R)..D	大型	600	150	34	22 ~ 34
PF..E	大型	700	120	45	25 ~ 36
PF(R)..H	大型	1000	150	48	32 ~ 46

作为具体实例，图 5-30 为 Bosch 公司 PFR1K 型单体泵结构。这种用于单缸功率小于 20kW，最高转速达 3600r/min 小缸径柴油机的油泵，结构简单、紧凑，柱塞直径为 5 ~ 9mm，凸轮升程为 8mm，最大循环供油量为 95mm³/循环，最大允许泵端压力为 60MPa，其油量调节方式与直列泵相同，即利用与调速器相连的齿杆 5 转动油量调节套 6 和柱塞 4 来调节柱塞的有效行程，一般情况下采用等容式出油阀，当对油泵供油工作稳定性要求较高时，也可以采用等压式出油阀。

用于大型柴油机的单体式喷油泵，除了尺寸和供油量更大，泵端与嘴端喷油压力更高(图 1-17 和表 5-3)以外，一般情况下，还应能使用粘度与含硫量更高的重油运转，按照第 2 章介绍的 CIMAC-ISO-8217 标准，最粘稠的重油在 100℃时的运动粘度为 $\nu = 55\text{m}^2/\text{s}$ (相当于 50℃时粘度高达 $\nu = 700\text{m}^2/\text{s}$ ，常温下几乎为固体)，为了降低到适合于燃油喷射的 $\nu = 10 \sim 12\text{m}^2/\text{s}$ 要求，需使重油在进入喷油泵以前预热至 160℃左右的高温，从而大大恶化了这类大型单体泵的工作条件。因此，它们不只是上述小型单体泵的简单放大，而应对其主要零部件的结构设计、材料选择乃至热处理工艺方面提出更高的要求。例如，当泵端压力低于 120MPa 时，还可以采用通常贯通式的柱塞套，但为了承受更高的压力(达 150MPa 或更高)时，则应采用盲孔型结构，以减少柱塞套的变形，同样应采用呈 180°对称布置的双斜槽或螺旋槽柱塞结构，柱塞副配合间隙的选择也应保证它们既在高温作用下不易结胶与卡死，且在采用普通柴油工作时(大型柴油机在使用重油时，停机前必须转为以普通柴油运行一段时间，以防止重油残留在高压系统内以减少零部件的腐蚀与再次起动的困难)，燃油又不应该经配合间隙有过多的泄漏。为了解决燃油泄漏对柴油机润滑油的稀释

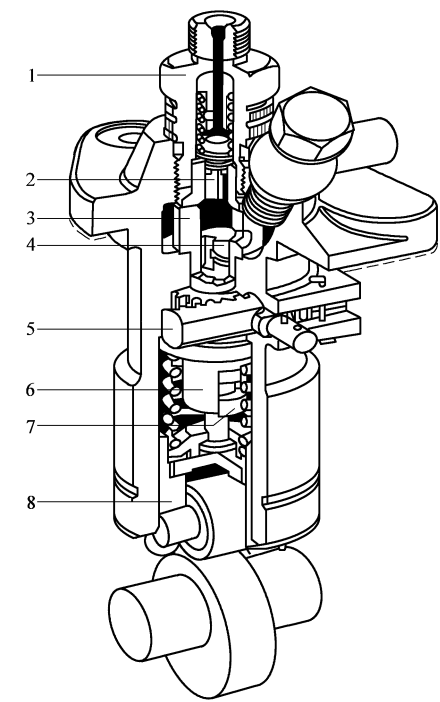


图 5-30 Bosch 公司的 PFR1K 型单体泵
1—出油阀紧帽 2—出油阀 3—柱塞套 4—柱塞
5—油量调节齿杆 6—油量调节套
7—柱塞扁法兰 8—滚轮挺柱

作用,还在柱塞套回油槽与油道设计方面采取一些措施,通常是布置三道回油槽,上部第一道槽将泄漏的燃油引回进油腔,下槽则通入 $0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$ 的机油以形成防漏油封,中间的回油槽则将泄漏的燃油与机油混合液引出机外。此外,在应对严酷的高温、高压的工作条件方面,还要注意柱塞套顶部金属接触面的密封(通过仔细研磨实现),柱塞套外圆与泵体之间需采用耐高温的 O 形密封圈,油量调节拉杆以及滚轮挺柱与其导孔之间需实现可靠的润滑,进回油孔前装有防止油流冲刷泵体的挡油螺钉,出油阀则应采用等压式结构,等等。图 5-31 即为符合上述设计原则,可以用于重油运转的大型单体泵的结构简图。图 5-31 中 a 表示整个油泵只有一处高压密封面, b 表示柱塞套为强度与刚度很好的盲孔型结构, c 表示耐高温的橡胶密封圈, d 表示挺柱上隔离燃油与润滑机油的密封圈, e 表示油量调节拉杆区域的润滑油接头, f 表示柱塞套上回油槽的回油通道, g 表示柱塞进油腔及挡油螺钉。

为了调节柱塞预行程和供油始点,在小型单体泵中可以采用与直列泵相同的方法(在滚轮挺柱上装调节螺钉或在泵体法兰下装调节垫片),对于大型单体泵则采用装在柴油机机体上的偏心摇杆机构(图 5-32),利用旋转调节轴 2 来带动装在其上的偏心摇杆 8 以控制柱塞 5 的预行程和油泵的供油始点(图 5-32)。

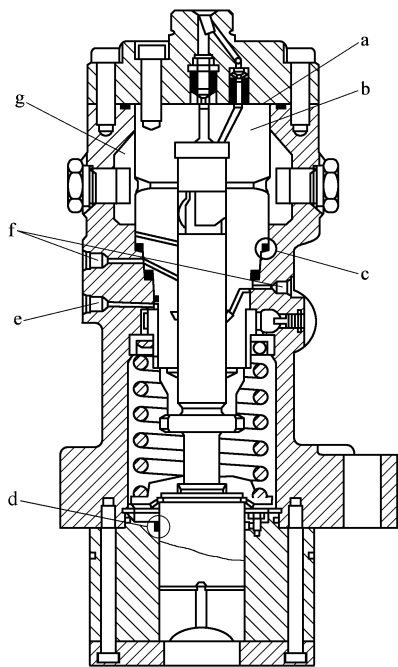


图 5-31 L'Orange 公司的重油
单体泵结构简图

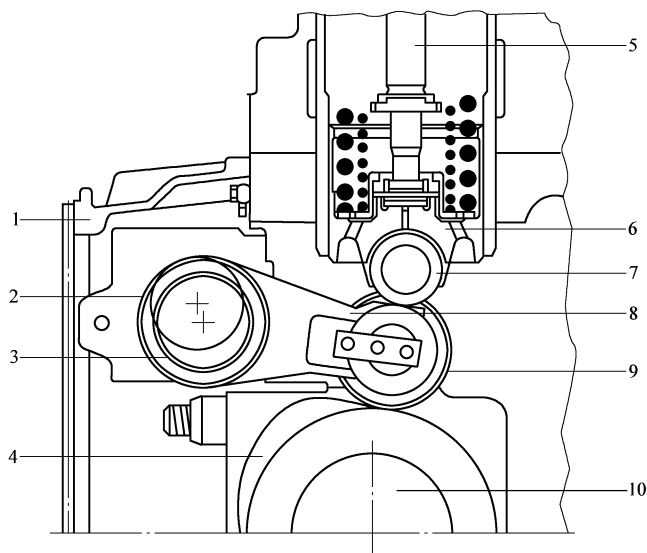


图 5-32 调节单体泵供油始点的偏心摇杆机构

- 1—柴油机机体 2—调节轴 3—偏心 4—凸轮
5—柱塞 6—滚轮挺柱 7—挺柱滚轮 8—摇杆
9—摇杆滚轮 10—柴油机凸轮轴

5.5 分配式喷油泵

分配式喷油泵简称为分配泵,在第 1 章有关柴油机燃料供给与调节系统的分类中已经说

明,分配泵是用一个或少量(一对或两对)柱塞实现对多缸柴油机供油的喷油泵,它们主要用于小缸径高速柴油机,特别是轿车和轻型载重车的柴油机。分配泵的种类很多,历史也比较久远,例如英国的 CAV-Lucas 公司早在 50 多年以前就推出了 DPA 径向柱塞分配泵,用在当时的雪铁龙(Citroën)、福特(Ford)、雷诺(Renault)等轿车和福克森(Ferguson)拖拉机(即我国丰收—35 型拖拉机)柴油机上。其后, Bosch 公司又相继推出了采用轴向柱塞的 VE 分配泵和径向柱塞的 VR 分配泵,其中 VE 泵逐渐取代了 CAV 分配泵的地位,成为在轿车与轻型载货车领域应用得最为广泛的品种。

与直列泵相比,分配泵的主要优点为(以 VE 泵为例,其他分配泵情况大体相同):

(1) 体积小,重量轻,零件数少,制造成本低。这是因为直列泵柱塞副数目必须与柴油机缸数相同,而 VE 分配泵只有一副柱塞,即可实现对 3~6 缸(最常用的是 4 缸)柴油机的供油与分配任务,因此比多缸直列泵省去多副柱塞及其相关零件(如柱塞弹簧、弹簧座与挺柱部件等),从而大大地降低了制造成本。

(2) 结构紧凑,高速性好。分配泵除高压部分以外,还将输油泵、提前器和调速器等主要部件十分紧凑地布置在泵室内部,由于零件尺寸与惯性力小,且凸轮升程也较小(VE 泵的端面凸轮升程只有 2.2~3.5mm),有利于提高转速,故 VE 泵的最高转速可以达到 2000~2500r/min,能够满足 4000~5000r/min 轿车柴油机的需求。

(3) 供油均匀性好,调整与保养方便。分配泵各缸之间供油均匀性主要取决于制造精度,这在大量生产的条件下是易于保证的,而直列式多缸泵虽然可以对各缸分别进行调整,但要同时保证高低负荷下(特别是怠速工况)的油量均匀性是比较困难的。此外,分配泵利用充满在泵壳内的柴油润滑所有运动件,无需另外的润滑油道,更便于油泵的维护与保养。

(4) 附加装置齐全,易于实现电控。VE 分配泵通过变型,能装上各种附加装置,如增压补偿、大气压力补偿、扭矩校正、速度特性校正等装置,满足各种柴油机在不同工况下的需要,而且 VE 分配泵只有一副柱塞,油量控制的阻力小,加上已存在利用液力原理的供油自动提前装置和利用电磁原理的停油装置,在此基础上更容易实现电子控制,这也是目前电控分配泵比电控直列泵更为普及的原因之一。

第 1 章中也已说明,分配泵除了按柱塞工作原理不同有轴向柱塞(VE)分配泵和径向柱塞(VR)分配泵两种以外,还可按照控制方式不同分为机械控制(m)与电控(e)两类。在电控方式中又有位置控制式(em)和时间控制式(即电磁阀控制,mv)两种。目前, Bosch 公司的 VR 分配泵全部为采用电磁阀的电控方式,而 VE 分配泵则各种控制方式(机械控制、位置控制阀式与时间控制式电控)皆有(图 1-22~图 1-24)。对于 Bosch 公司的产品,上述分类可以通过其油泵的编码来识别,例如, VE4/9F2200L12,其中 V 表示分配泵, E 表示轴向柱塞(R 表示径向柱塞), 4 表示柴油机缸数(此数字限于 3~6), 9 表示柱塞直径(此数字限于 8~12,mm), F 表示采用机械控制的离心式调速器(E 表示电控, M 表示采用高压电磁阀控制), 2200 表示油泵转速(此数字不高于 2500,单位为 r/min), L 表示从泵驱动轴方向看旋转方向为左旋,即逆时针方向(R 表示右旋), 12 表示设计编号。本章介绍的主要是机械控制式 VE 分配泵,有关电控 VE 泵与 VR 泵的内容则在第 8 章中介绍。

图 5-33 所示为 VE 分配泵的结构,早期的分配泵主要用于分隔式燃烧室柴油机(图 1-14),供油压力较低,只有 30~40MPa,以后逐步用于直喷式柴油机,随着结构与材料的改进,供油压力已提高至 120~140MPa,其配套工作能力目前也提高到每缸 25~30kW 的水平。

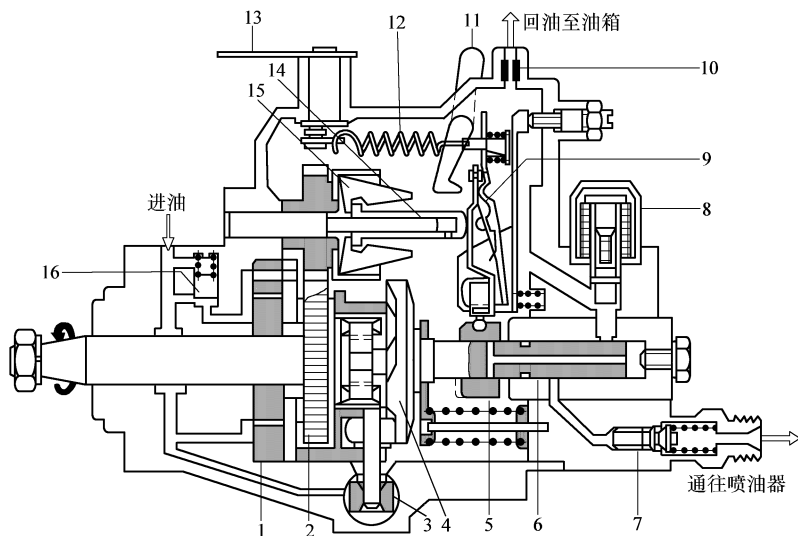


图 5-33 轴向柱塞 VE 分配泵结构

- 1—滑片式输油泵 2—调速器驱动齿轮 3—供油提前器 4—端面凸轮盘
5—油量调节套 6—轴向柱塞 7—出油阀 8—电磁阀停油装置
9—调节杠杆组 10—溢流量孔 11—手动停油装置 12—调速弹簧
13—转速调节手柄 14—调速器滑套 15—飞锤 16—调压阀

图 5-34 所示为整个 VE 分配泵系统的工作原理图，由图可见（同时参考图 5-33），燃油从油箱 1 经带有油水分离器后的滤清器（图中未表示），由滑片式输油泵 7 吸入（若油泵与油

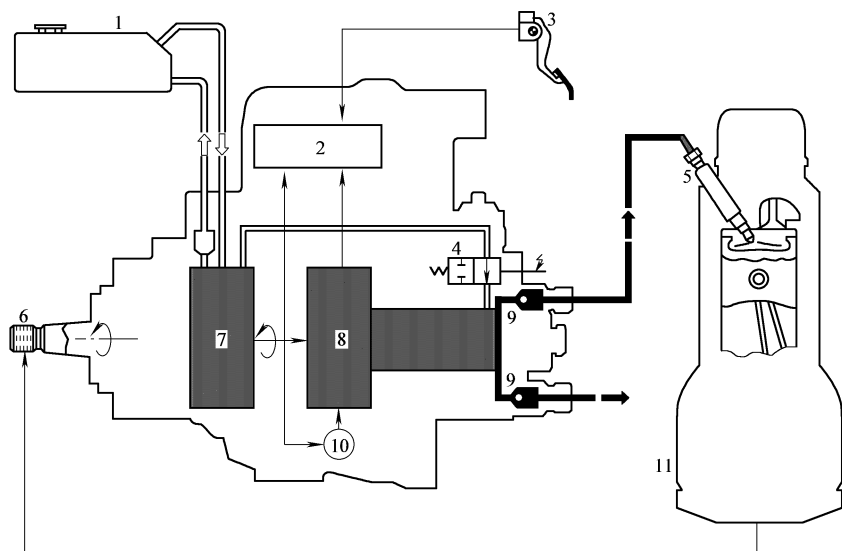


图 5-34 VE 分配泵系统工作原理图

- 1—油箱（属低压系统） 2—调速器 3—驾驶员踏板 4—电磁停油阀（ELAB） 5—喷油器
6—驱动轴 7—低压部分（带有压力调节阀和回油阀的滑片式输油泵） 8—高压部分
（柱塞与柱塞套，端面凸轮与滚轮等） 9—出油阀 10—供油提前器 11—柴油机

箱的高度差太大,则需另外增加装在油箱上或油箱内的前置式输油泵)后建立一定的油压输出,输油泵的油量由高压部分 8 供给柴油机以外,大部分多余的燃油用来润滑与冷却泵体内的机件后,经回油阀返回油箱,低压部分 7 中的滑片式输油泵与高压部分 8 中的柱塞在驱动轴 6 的带动下一起旋转,柱塞在同时完成往复和旋转运动的过程中,实现压缩与分配燃油的功能,高压燃油经分配头内的出油阀 9 和喷油器 5 喷入柴油机 11 的气缸,油泵的供油量由调速器 2、供油始点由供油提前器 10 控制,柴油机的停油则由电磁阀 4(ELAB)执行。应当说明的是,该图为了说明 VE 泵内部各系统的划分,突出了油泵本身而对于整个燃料供给系统则作了较多的简化。以下将分别对图中的低压部分 7、高压部分 8 和供油提前器 10 作一介绍,而调速器 2 则移至第 7 章中与直列泵的机械式调速器一并说明。

如图 5-35a 所示为 VE 分配泵低压部分的结构布置图,图 5-35b 为其中驱动机构与滑片泵组合的实物外形图。由图可见,VE 分配泵低压部分的主要部件为滑片式输油泵,其功能是吸油、压油和供油;压力调节阀,其功能是调节油压大小,保持油压的稳定;回油阀,其功能是使冷却内部零件的多余燃油经管道返回油箱。

图 5-36 所示为分配泵的滑片式输油泵,它的转子 10 用半月键 7 装在驱动轴 8 的轴端,因而两者是同心的,工作时转子在安装于泵体 5 上的一个偏心环 2(偏心距 $e = 1.5\text{mm}$)内旋转,此时离心力使转子槽内的滑片 9(一般为 4 个)向外甩开,使其外端紧贴偏心环的内表面,起到密封作用,燃油从进油口 4 经泵腔的腰形孔流入泵体并进入相邻滑片与转子、偏心环以及两面端盖所形成的楔形空间,随着转子的旋转,燃油被带到出油口 6 旁的腰形孔,由于偏心 e 的作用,楔形空间的容积不断减小,燃油因此被压缩而产生一定的压力(高速时可达 $0.6 \sim 0.8\text{MPa}$),并从出油口压入泵室内,同时另有一部分燃油通过输油泵上的第二个通道流向压力调节阀(图 5-35a 中的 3),以保持供油压力的稳定。由于以上 4 个楔形容积随着转子的转动不断变化,从而保持输油泵供油的连续进行。当转速较低时,滑片的离心力太小,不易形成良好的密封空间,有时也在滑片槽底部引进压力油或加装弹簧,以改善低速时的密封性。滑片式输油泵具有结构紧凑、体积小、流量大

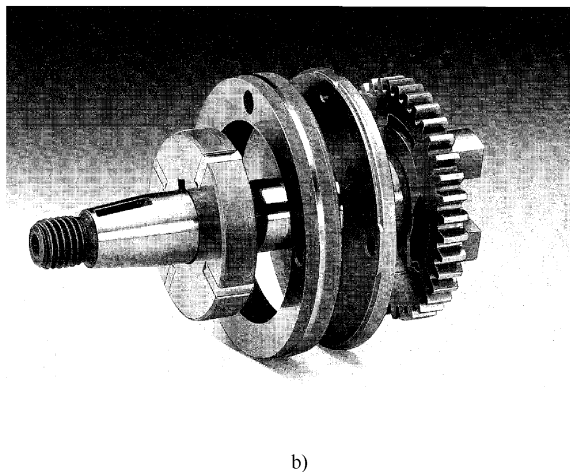
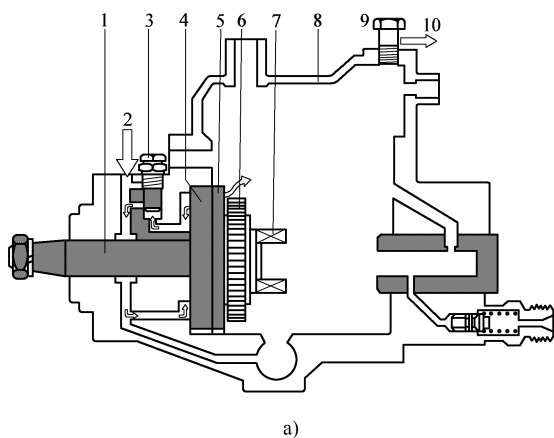


图 5-35 VE 分配泵的低压部分

a) 结构布置图 b) 实物外形图

- 1—驱动轴 2—进油 3—压力调节阀 4—滑片泵的偏心环
5—支承环 6—调速器驱动齿轮 7—驱动爪(驱动与柱塞相连的端面凸轮) 8—泵体 9—回油阀 10—出油

的特点,正好能满足分配泵对于输油压力要比直列式喷油泵高(分配泵的柱塞在柴油机同一转速下动作次数多,进油时间短,故要求有较高的供油压力)和供油量要求较多(为了更好地将泵室内的热量带走)的要求。

低压部分的压力调节阀和回油阀的结构分别如图 5-37a 和图 5-37b 所示。前者是一个以弹簧 2 压紧的圆柱形滑阀 3,当输油泵压力过高(输油泵压力与转速成正比,以后将要说明可以利用这个特性来调节分配泵的供油提前角,但转速过高时可能导致供油压力过大)时,滑阀 3 打开回油孔 4 使输油泵压力边来的燃油 5 经油道 6 返回吸油边以保持压力不超过一定水平,压力的大小则决定于弹簧 2 的预紧力,可以用拧动阀体上的螺纹加以调节;后者由带有回油节流孔 5 的阀体 1 和滤网 2 组成,安装在分配泵调速器部分壳体的最高处(便于去除燃油中的气泡),滑片式输油泵供应给分配泵内腔多余的燃油,在冷却油泵内部的机件后,通过节流孔 5 和回油道 6 返回油箱并将热量带走。由于节流孔对于燃油的流动有一定的阻力,从而使分配泵内腔保持一定的压力。以后将要讲到,为了调节供油正时,分配泵要求其内部的压力与油泵转速保持一定的准确关系,因此设计时必须使回油阀节流孔与压力调节阀之间进行仔细的匹配。必要时(当转速低并需要较高的内腔压力时),可以用较小的调压阀(球阀)来代替节流孔。

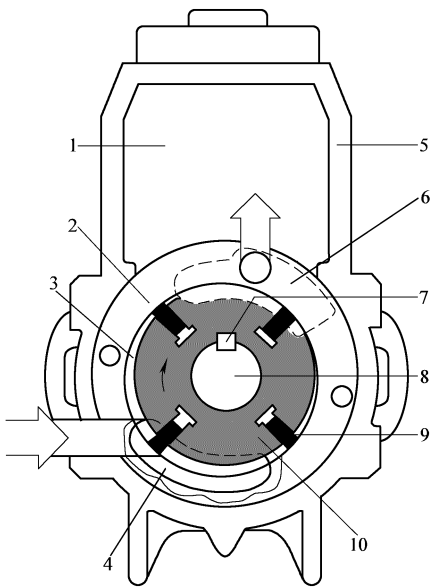


图 5-36 滑片式输油泵

1—分配泵内腔 2—偏心环 3—楔形容积 4—进油口
(吸油边) 5—泵体 6—出油口(压力边)
7—半月键 8—驱动轴 9—滑片 10—转子

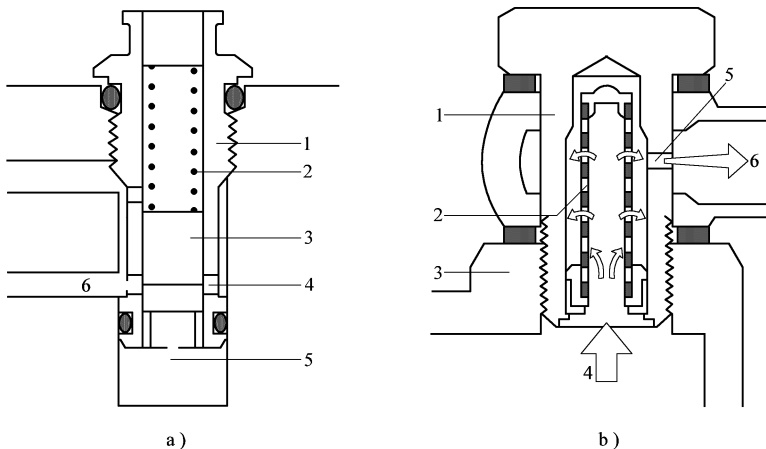


图 5-37 压力调节阀与回油阀

a) 压力调节阀

1—阀体 2—弹簧 3—滑阀 4—回油孔 5—输油泵来的燃油 6—返回输油泵的燃油

b) 回油阀

1—阀体 2—滤网 3—泵体 4—分配泵内腔的回油 5—回油节流孔 6—返回油箱的燃油

图 5-38 所示为 VE 分配泵高压部分(含驱动机构)的结构布置图;图 5-39 则为其相关零件的实物外形图。

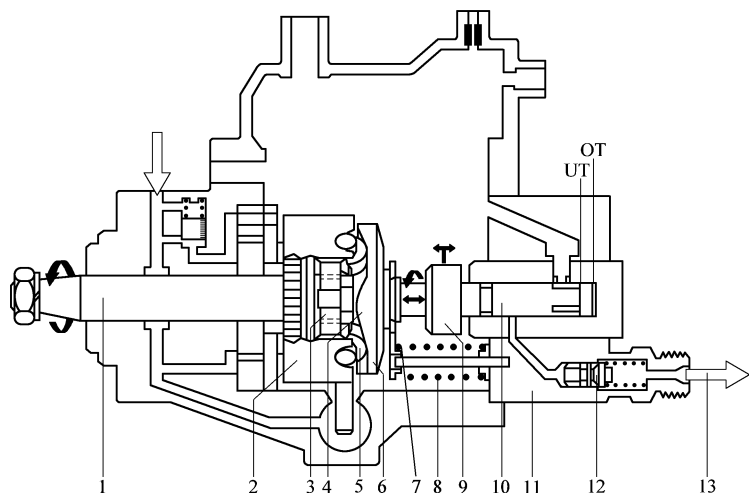


图 5-38 VE 分配泵高压部分的结构布置图

- 1—驱动轴 2—滚轮座圈 3—驱动盘 4—端面凸轮 5—滚轮 6—端面凸轮盘
7—弹簧座 8—柱塞弹簧 9—油量调节套 10—柱塞 11—分配头 12—出油阀
13—通往高压油管的燃油 OT—柱塞上止点 UT—柱塞下止点

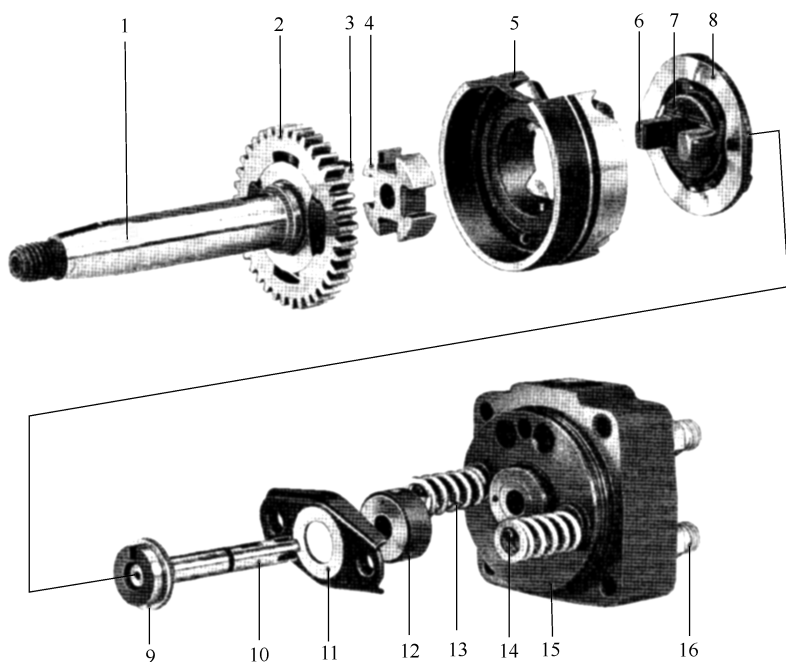


图 5-39 VE 分配泵高压部分的有关零件图

- 1—驱动轴 2—调速器驱动齿轮 3—驱动爪 4—驱动盘 5—滚轮座圈 6—端面凸轮上的驱动爪
7—端面凸轮盘 8—端面凸轮 9—柱塞尾部 10—柱塞 11—弹簧座 12—油量调节套
13—柱塞弹簧 14—导向销 15—分配头 16—出油阀紧帽

VE 分配泵高压部分的功能是产生燃油喷射所需的高压并将高压燃油依次分配给柴油机的相应气缸,其主要零件包括柱塞、柱塞套(又称分配套)、端面凸轮、滚轮与滚轮座、柱塞弹簧和出油阀等。这些零件在图 5-38 和图 5-39 上均有所表示,其中图 5-39 上序号为 9 ~ 16 的零件组成的部件称为分配头,其立体剖面图如图 5-40 所示。

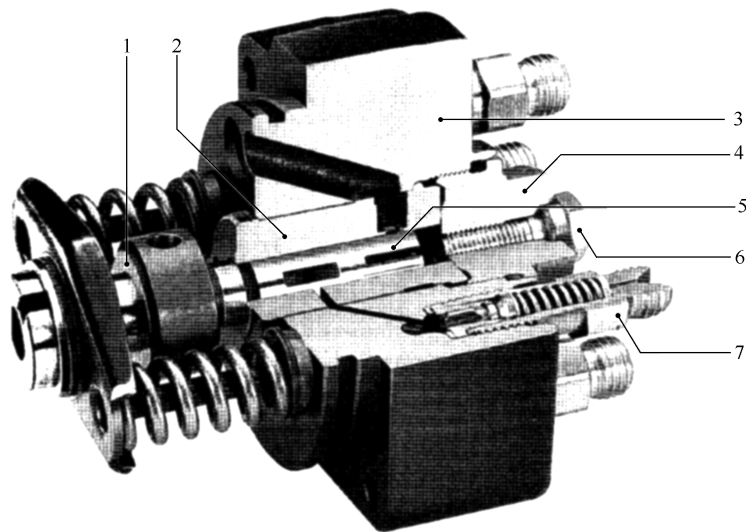


图 5-40 VE 泵分配头组件的立体剖面图

1—油量调节套 2—柱塞套 3—分配头 4—压紧螺帽 5—柱塞
6—放气螺塞 7—出油阀紧帽

由图 5-38 和图 5-39 可见,驱动轴 1 的旋转运动经驱动爪(图 5-39 中的 3)、驱动盘(图 5-39 中的 4)和端面凸轮盘上的驱动爪(图 5-39 中的 6),直接传给端面凸轮盘(图 5-38 中的 6,即图 5-39 中的 7),驱动盘又称连轴节,驱动轴与端面凸轮盘的传动爪,同时插入驱动盘(图 5-38 中的 3,即 5-39 中的 4)的 4 个凹槽内,这样,端面凸轮盘便与驱动轴一同旋转,端面凸轮盘上的凸轮数目应与柴油机气缸数目相当,当缸数较多(4 缸或 6 缸)时,每个凸轮(包括升起与降落段)所占的范围只占整个圆周的 1/4(对于 4 缸)或 1/6(对于 6 缸),因此凸轮的升程不可能太大(过去为 1.5 ~ 3.2mm,目前通过对于凸轮与滚轮结构设计和材料的改进已提高至 2.2 ~ 3.5mm)。柱塞 10 尾部的圆柱表面 9(图 5-39)装在端面凸轮盘的内孔中,并用定位销锁住,因此柱塞也与端面凸轮盘一同旋转并被柱塞回位弹簧(图 5-38 中的 8,即图 5-39 中的 13)压紧在滚轮 5 上,滚轮装在固定在泵体上的滚轮座圈 2(两者均见图 5-38)上,滚轮的数目一般与柴油机的缸数,即端面凸轮的凸起数目相同(这是指 3 缸、4 缸、5 缸,而 6 缸柴油机则为 4 个滚轮),为了防止弹簧压力偏心并保证各个滚轮受力均匀,对于两根柱塞弹簧的高度应进行仔细选配,各个滚轮的中心与外圆顶端也应保持在同一平面上,两者的高度公差均应控制在 $\pm 0.1\text{mm}$ 之内。为了减小滚轮与凸轮表面的接触应力,滚轮也应像直列泵那样,做成带有凸度为 $8 \sim 10\mu\text{m}$ 的鼓形。由于滚轮座圈相对于机体是固定的,因此当驱动轴带动端面凸轮旋转时,柱塞也一道作往复加旋转的运动(在凸轮和滚轮作用下向上止点方向,即图上的右方运动,在弹簧作用下返回),并与分配头中的柱塞套(图 5-40 中的 2)等零件共同完成泵油与配油的任务。

从以上分配泵柱塞的功能来看，它的结构比直列式柱塞泵要复杂得多。如图 5-41 所示即为 VE 分配泵柱塞的结构简图。由图可见，其功能由两段来完成：前半段上有头部的进油槽 2 和中部的分配孔 3 等，它们分别与柱塞套上的吸油通道与分配通道相对应，以完成泵油与配油的功能；后半段上有回油孔 6，它与油量调节套 7 相配合，起到控制供油量的作用。另外，柱塞头部的环槽 1 是控制柱塞预行程的，柱塞中部的压力平衡槽 8 则是用来改善各缸供油均匀性的，两者的功能将在以后介绍分配泵的工作原理时一并予以说明。

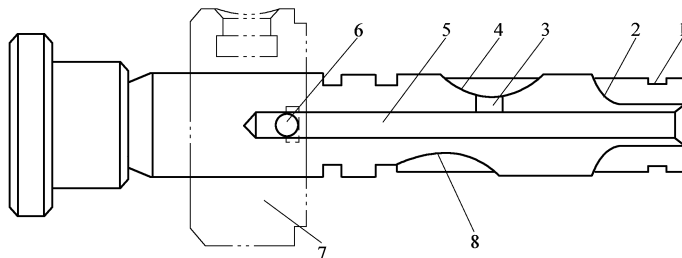


图 5-41 VE 分配泵的柱塞简图

1—环槽 2—进油槽 3—分配孔 4—分配槽 5—中心孔
6—回油孔 7—油量调节套 8—压力平衡槽

以下就以 4 缸 VE 分配泵为例，说明其柱塞泵油与配油的工作原理。对于 4 缸分配泵而言，其凸轮和柱塞旋转一周应当完成 4 次供油循环，如图 5-42 所示只是其中的一个循环（占 90° 凸轮转角），其中，图 5-42a 为进油过程，这时柱塞由上止点向下止点运动（虽然分配泵一般呈水平布置，人们仍按习惯将柱塞运动到顶部空间最小的位置即图中最右位置称为上止点，最左位置称为下止点），燃油经过分配套上的进油孔 2 和柱塞头部的进油槽 5（进油

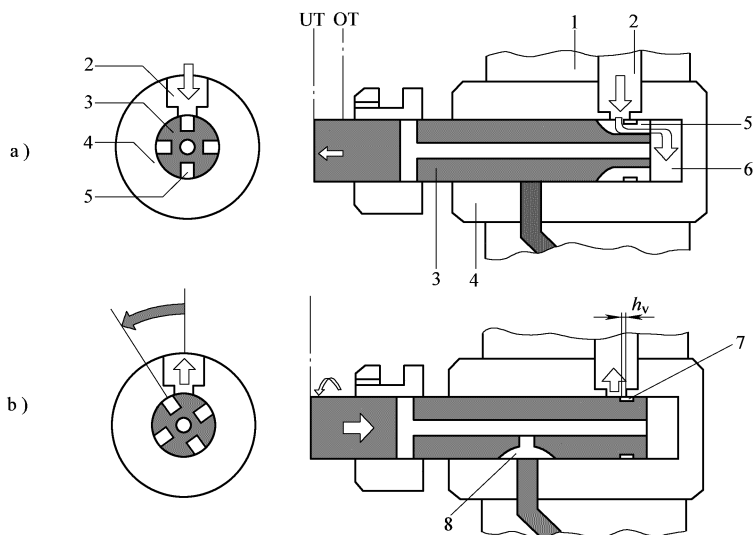


图 5-42 VE 分配泵的工作原理

a) 进油过程 b) 预行程

1—分配套 2—进油孔 3—柱塞 4—柱塞套 5—进油槽 6—柱塞顶部空间 7—控制预行程的环槽 8—分配槽 h_v —预行程 OT—上止点 UT—下止点

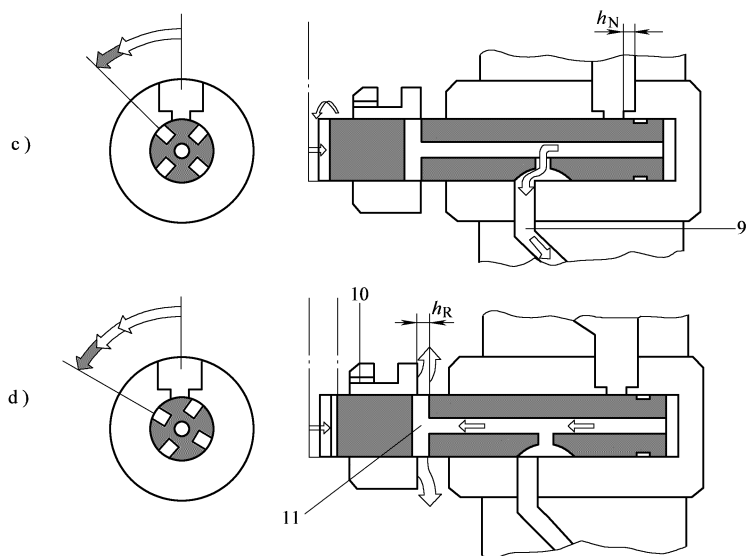


图 5-42 VE 分配泵的工作原理(续)

c) 有效行程 d) 剩余行程

 9—通往出油阀的油道 10—油量调节套 11—回油孔 h_N —有效行程 h_R —剩余行程

槽数目与缸数相等) 吸入柱塞顶部空间 6; 图 5-42b 为泵油过程的预行程阶段, 随着柱塞的运动, 当它到达下止点后, 其进油槽关闭, 而分配槽则与柱塞套上的出油口(数目也与缸数相等)相通, 此后柱塞从下止点向上止点的运动, 柱塞顶部空间的燃油开始受到压缩, 但由于柱塞顶部有一个控制预行程槽的环槽 7(图 5-41 中的 1), 因此燃油仍能通过这个环槽(环槽是通过进油槽与柱塞顶部空间连通的)返回进油口, 因而不能建立起较高的油压, 只有当柱塞上移到环槽完全关闭以后, 柱塞顶部空间的压力才迅速增高, 因此从柱塞下止点到环槽关闭段距离, 构成了柱塞的预行程 h_v ; 图 5-42c 所示为有效行程 h_N , 它是从柱塞环槽关闭后继续向上止点运动, 直至其回油孔露出油量调节套 10 的行程, 这时柱塞顶部空间的高压燃油经柱塞中心孔与分配槽进入柱塞套上相应的出油道 9, 再经分配头上的相应出油阀, 送往连接该气缸的高压油管与喷油器(图中未表示)。改变油量调节套的位置, 就能改变有效行程的大小, 即供油的终点位置, 从而达到调节供油量的目的; 图 5-42d 所示为剩余行程 h_R , 这时虽然柱塞仍向上止点运动, 但因为柱塞上的回油孔 11 已被油量调节套 10 打开, 柱塞顶部空间已经卸压, 出油阀也已关闭, 因此燃油不能再流向喷油器, 而是经回油孔流回分配泵内部空腔, 这个过程一直持续到柱塞达到上止点为止, 由于不再对气缸供油, 故称为剩余行程。至此, 柱塞已完成一个缸的供油循环, 当柱塞再次下行时, 即开始对下一气缸的供油过程。

图 5-43 所示为柱塞上压力平衡槽 2(即

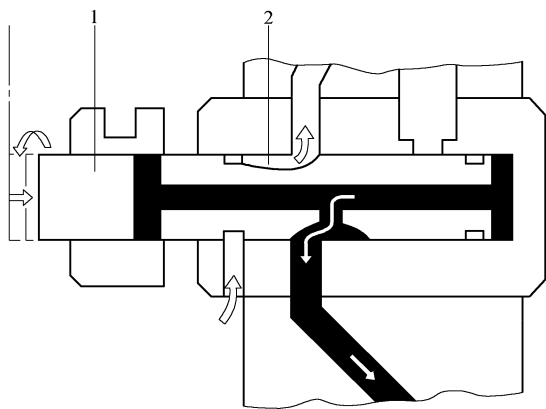


图 5-43 压力平衡槽的工作原理

1—柱塞 2—压力平衡槽

图 5-41 中的 8) 的工作原理, 它总是开在分配槽背面呈 180° 处并通过环槽与泵室内腔相通, 在柱塞旋转过程中, 它也依次与柱塞套上通往出油阀的油道相通, 只不过与分配槽连通的时间相差 180° 凸轮转角。采用这种结构的原因是当柱塞回油孔打开时, 燃油的高速溢流会使从柱塞顶部空间到出油阀的高压油路中产生过度卸压的“抽空”现象, 这样在下一次再进油时(特别在高速工况进油时间较短的情况下)会出现进油不足而影响供油量或造成各缸供油量不均的现象, 通过压力平衡槽, 使各缸的高压油道在不供油时, 依次与泵室内腔相通, 以补充进油并使各油道保持与泵室内腔相同的压力, 从而能克服可能出现的供油不足或各缸供油不均的现象, 因此在有些资料中, 也将压力平衡槽称为“预先充油槽”或简称“充油槽”。

图 5-44 所示为 VE 分配泵中采用的两种出油阀, 图 5-44a 为阻尼式出油阀, 图 5-44b 所示为等压式出油阀, 其结构与工作原理和直列式喷油泵基本上相同, 此处不再赘述。同样, 随着喷油压力的提高, 等压式出油阀的应用也日益广泛, 在 VE 分配泵中, 它一般将系统残压控制在 6MPa 左右, 以防止出现二次喷射与“气穴”等异常现象。

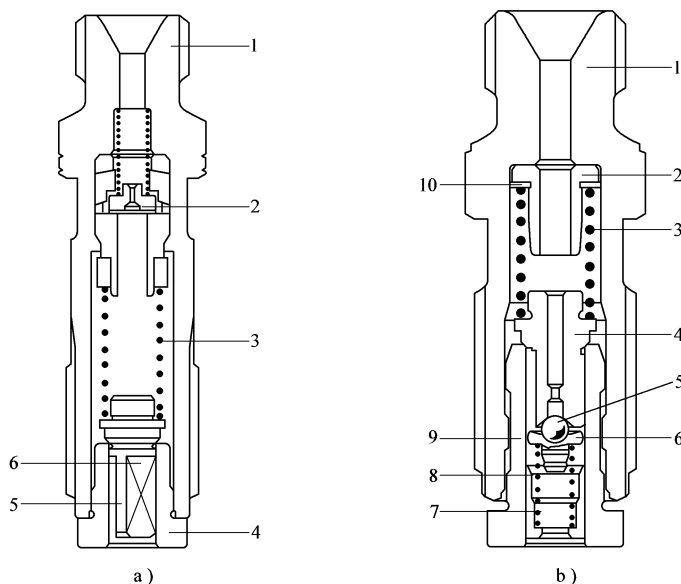


图 5-44 VE 分配泵の出油阀

a) 带阻尼阀的等容式出油阀

1—出油阀紧帽 2—阻尼阀 3—出油阀弹簧 4—出油阀座 5—出油阀芯 6—减压带

b) 等压式出油阀

1—出油阀紧帽 2—减容器 3—出油阀弹簧 4—出油阀 5—等压阀钢球 6—弹簧座

7—等压阀弹簧 8—调节套 9—阀座 10—调节垫片

在以上介绍的高压部分的分配头(图 5-40)中含有柱塞、柱塞套、油量调节套和出油阀等精密偶件, 它们在高压下也应当保持密封, 不过即使有少量的泄漏不仅是难以避免的, 甚至还对这些配合表面润滑有利。但应当注意, 这些零部件在加工与装配时均经过仔细的选配与调整, 因此在维修时需将分配头作为一个整体加以更换, 不应只是更换其中某一两个零件。同样, 分配泵的凸轮也是针对不同机型具体设计的, 不能随意用在其他机型上。

图 5-45 所示为 VE 分配泵按液压工作原理的供油提前器的结构布置图, 图 5-46 所示则为其工作原理图。由图可见, 整个正时装置, 即液压提前器由提前器柱塞(图 5-45 中的 5, 即图 5-46 中的 7)、正时销 4 和提前器弹簧 9(图 5-46)等零件组成。它安装在分配泵的下部, 其轴线方向与分配泵轴线相垂直, 两端用盖子 6(图 5-46)封闭。提前器柱塞一边通过进油孔 5(图 5-46)与泵室内腔的燃油相通, 另一边则由弹簧顶住, 当柴油机停机, 分配泵不工作时, 提前器柱塞停止在如图 5-46a 所示的停机位置上, 提前器不对供油提前角起作用, 而当柴油机和分配泵开始工作时, 由于滑片式输油泵供油压力随其转速而上升的特性, 分配泵室内腔的压力开始升高, 而且在工作转速范围内基本上保持与油泵转速成正比, 当转速高于一定数值(例如 300r/min)时, 提前器柱塞顶部的油压就会克服弹簧的作用力, 将柱塞推向左方, 并通过滑块(图 5-45 中的 3, 即图 5-46 中的 8)和正时销 4 使滚轮座圈(图 5-45 中的 1, 即图 5-46 中的 2)按顺时针方向(从油泵后部看)转过一定的角度, 从而改变了滚轮座圈和端面凸轮盘 6(图 5-45)的相对位置, 即改变了供油正时(增大了供油提前角), 而且转速越高, 油压越大, 滚轮座圈转过的角度也越大, 这就满足了柴油机供油提前角应随转速提高而加大的要求。VE 分配泵液压提前装置的最大提前角度为 12° 凸轮转角, 即 24° 曲轴转角。另外, 提前器柱塞上进油孔 5(图 5-46)前面有一段小孔, 其功能是在油压变化过程中产生节流作用, 使提前器柱塞在保持动态平衡的过程中减少抖动, 以保证喷油泵工作的稳定性。

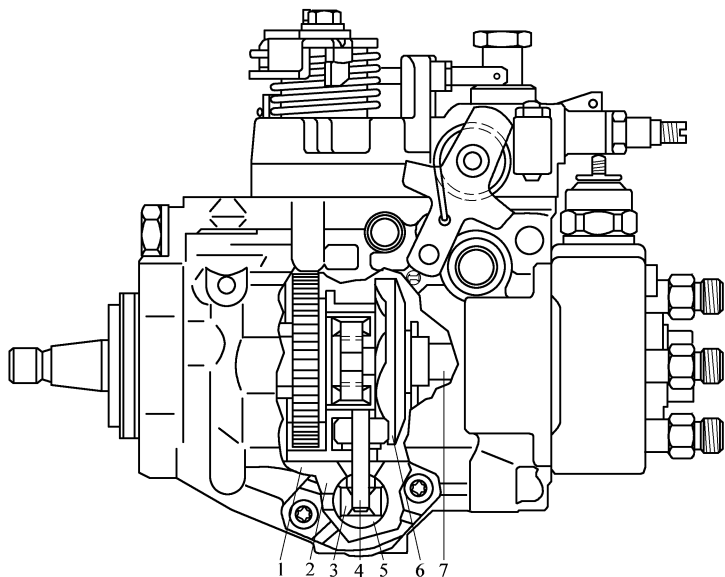


图 5-45 VE 分配泵液压提前器的结构布置图

- 1—滚轮座圈 2—滚轮 3—滑块 4—正时销
5—提前器柱塞 6—端面凸轮盘
7—分配泵柱塞

图 5-47 所示为 VE 分配泵的调速器与电磁阀停油装置。电磁阀 5 的功能是: 起动时通过驾驶员的开关与相应电路以较大电流迅速接通电磁阀打开进油通道, 工作时用较小电流(增加电路中的电阻)保持电磁阀开启, 停油时则切断电流, 以电磁阀中的弹簧力使其密封锥的衔铁关闭进油通道。另外, 分配泵还有机械停油装置, 它是利用手动杠杆(图 5-33 中的 11)

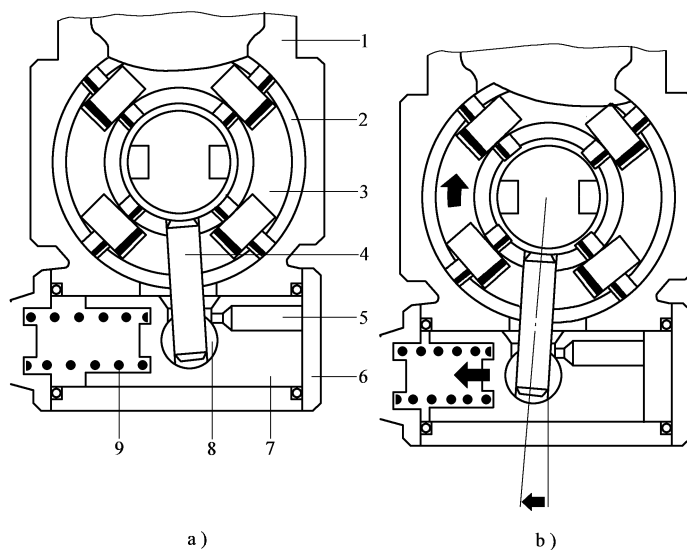


图 5-46 VE 分配泵液压提前器的工作原理图

a) 停机位置 b) 运行位置

1—壳体 2—滚轮座圈 3—滚轮 4—正时销 5—提前器柱塞
的进油孔 6—提前器盖 7—提前器柱塞 8—滑块 9—提前器弹簧

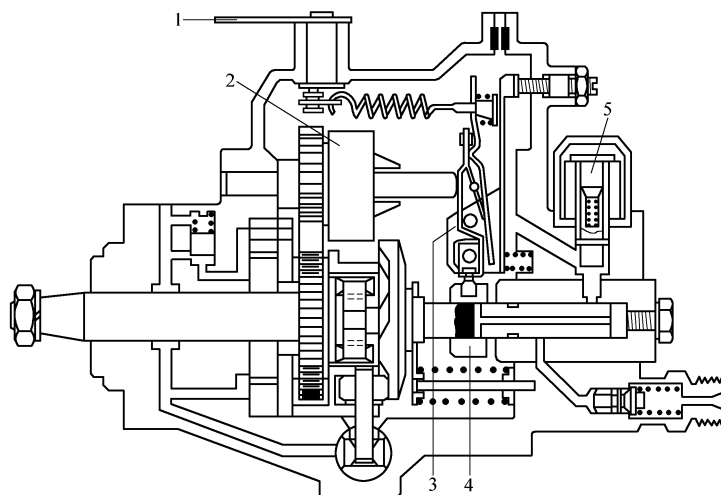


图 5-47 VE 分配泵的调速器与电磁阀停油装置

1—转速调节手柄 2—离心式调速器 3—调速器杠杆 4—油量调节套
5—电磁阀停油装置

并通过调速器的杠杆系统推动油量调节套筒来实现的。至于如图 5-47 中所示的调速器 2 及其杠杆系统 3，还有图上未表示的各种附加装置(如扭矩校正、增压补偿、大气压力补偿和冷启动补偿等)均在以后有关调速器的章节中再作介绍。

第6章

喷油器

喷油器是整个燃料供给系统的终端部件，其功用是根据柴油机混合气形成的特点，将喷油泵供给的高压燃油雾化成细微的油滴，按一定要求喷入燃烧室。因此，喷油器的结构与参数选择对于喷油过程、喷雾质量、油束与燃烧室的配合，乃至整个混合气形成与燃烧都有着重要的影响。同时，喷油器直接安装在柴油机气缸盖上，喷油嘴头部与高温燃烧气体直接接触，工作条件极其苛刻，因此它又是影响柴油机可靠性的关键部件之一。

6.1 喷油器的结构与分类

喷油器中关键的部分是将燃油喷入气缸的喷油嘴。喷油嘴以前分为开式与闭式两大类。早期柴油机用的喷油器多为开式喷油嘴，它的喷油孔处于长开状态，与高压油管直通，当喷油器油道中的油压超过气缸压力时，燃油经喷孔喷入燃烧室，开式喷油嘴结构简单，但缺点是在喷油泵开始建立油压过程中，特别是在低速小油量时燃油雾化不良，喷油过程结束时的断油也不干脆，易产生滴漏及燃气倒流现象，故目前已被淘汰。

现代柴油机上采用的均为闭式喷油器，用弹簧力使针阀在平时保持关闭状态，只是在系统燃油压力大于喷油器的开启压力后，才迫使喷油嘴针阀打开并开始喷油。而且，除了一些特殊的结构(如伞喷或变截面孔式喷嘴)向外开启外，绝大多数均采用针阀向内开启的闭式喷油器，本书只介绍闭式喷油器的结构和工作原理。

6.1.1 喷油器的构造和工作原理

闭式喷油器一般由喷油器体、喷油嘴和调压弹簧等组成。图 6-1 是典型 S 系列喷油器的结构图，它主要由针阀 2 和针阀体 1 组成的喷油嘴、喷油嘴紧帽 3、顶杆 4、调压弹簧 6、调压螺钉 12 以及喷油器体 5 等零件组成。

视柴油机燃烧方式不同，喷油嘴的结构又分为两种形式：用于直喷式柴油机的孔式喷油嘴(图 6-2a)和用于分隔式燃烧室的轴针式喷油嘴(6-2b)。孔式喷油嘴与轴针式喷油嘴的主要区别在于其头部结构以及喷孔数目与尺寸不同。

由图 6-2 可见：喷油嘴针阀 4 有上、下两个锥面，其中上锥面称为承压锥面，用来承受油压产生的轴向推力，使针阀升起。下端的锥面为密封锥面。当喷油嘴装入喷油器体后，针阀 4 就被弹簧压紧在针阀体 1 的密封锥面上，以实现喷油器内腔的密封。当盛油槽 3 中的高压燃油使得针阀承压锥面上产生的轴向推力高于针阀弹簧预先调定的开启压力 p_{op} 时，针阀

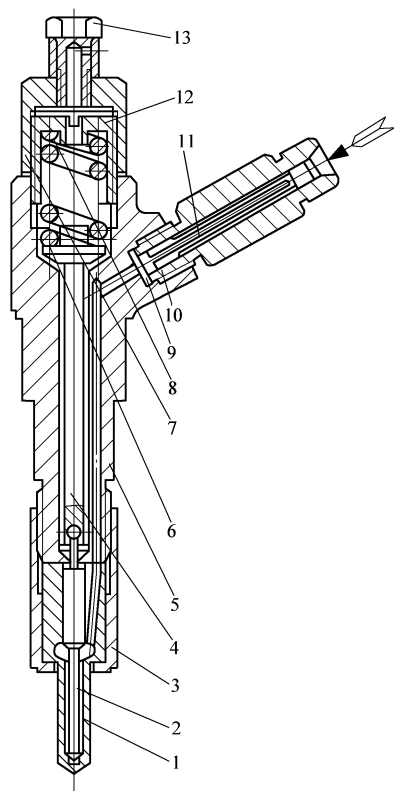


图 6-1 S 系列喷油器结构图

- 1—针阀体 2—针阀 3—喷嘴嘴紧帽
4—顶杆 5—喷油器体 6—调压弹簧
7—锁紧螺帽 8、9—垫圈 10—进油管插
接器 11—滤针 12—调压螺钉 13—回油管接头

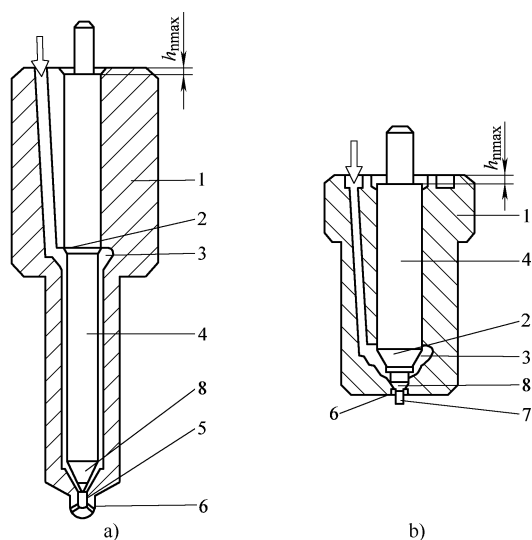


图 6-2 针阀式喷油器偶件

- a) 孔式喷油嘴针阀偶件 b) 轴针式喷油嘴针阀偶件
1—针阀体 2—针阀承压锥面 3—盛油槽 4—针阀
5—压力室(盲孔) 6—喷孔 7—轴针 8—针阀密封锥面

升起，燃油经喷孔喷出。

为了保证针阀偶件的密封性，针阀与针阀体之间的间隙只有 $1.5 \sim 3.0 \mu\text{m}$ ，而且针阀与针阀体内之间的密封锥面都在精加工之后再配对研磨，以保证其配合精度。因此，人们将它与喷油泵柱塞偶件和出油阀偶件一起，称为柴油机燃料供给与调节系统的三大精密偶件。

针阀上端是比配合面细得多的杆部，两者形成一个台肩，在喷油过程中，针阀升起的最大高度就是此台肩至喷油器体底平面间的距离，这一距离称为针阀最大升程 h_{max} (图 6-2)，它是喷油器中一个非常重要的参数，一般孔式喷油器的最大针阀升程为 $0.2 \sim 0.45 \text{ mm}$ ，轴针式喷油器的最大针阀升程为 $0.4 \sim 1.0 \text{ mm}$ 。

6.1.2 低惯量喷油器与 P 系列喷油器

在中小功率柴油机中喷油器工作时，整个喷油过程所占时间很短，因此希望针阀的开闭应尽可能迅速，即开闭过程在整个喷油阶段内所占的时间份额尽可能少，以保证整个喷油过程主要在最大针阀升程下进行，以减少节流对喷油的影响。此外，针阀关闭越快，燃气回串入喷油嘴污染内部零件的时间越短，从而有利于寿命的提高和防止二次喷射的产生。针阀开

闭快慢在很大程度上取决于喷油器运动件的惯性,即运动件质量大小。运动件有针阀、顶杆、调压弹簧,因此在保证功能的前提下应尽可能减小它们的质量。

图 6-1 所示为国内过去用得较多的 S 系列喷油器,因弹簧上置,顶杆长,运动件质量大,致使针阀上升和下降时间较长。

图 6-3 所示为下置弹簧式低惯量喷油器的结构图,由于弹簧下置,运动件质量大大减小,从而保证了针阀上升和关闭速度迅速,降低了针阀落座时密封锥面处的冲击力,既有利于喷油过程的改善,又能提高喷油嘴的寿命,因此对于 $n \geq 3000 \text{ r/min}$ 的高速柴油机,建议采用低惯量喷油器。但低惯量喷油器弹簧外径小,机械应力和热应力大,故对弹簧质量要求相对提高。此外,为进一步减小运动惯量,还可减小针阀直径的方法来进行进一步减少喷油器运动件的质量。如 Bosch 公司发展的 P 系列喷油器,它的针阀直径减小为 $\Phi 4 \text{ mm}$,较常用的 S 系列喷油器(针阀直径 $\Phi 6 \text{ mm}$)运动件质量减小了一半以上,而其下部的盛油槽容积也随之减少,从而减少了它对针阀运动的泵吸作用。P 系列喷油器的主要优点是,针阀启闭迅速,断油干脆,对降低碳氢化合物排放十分有利,同时这种喷油器外径减小,也有利于增大柴油机气门直径与改善气门鼻梁区的结构。

6.1.3 喷油器的开启压力

由图 6-2 可知,喷油器针阀由调压弹簧紧压在针阀体座面上,压紧力 F 由弹簧预紧力和刚度决定,燃油压力作用于针阀在盛油槽内的承压锥面上,当油压达到开启压力 p_{op} 时,针阀上升而开启,喷油器开启压力的计算公式为

$$p_{\text{op}} = \frac{4F}{\pi(d_n^2 - d_s^2)} \quad (6-1)$$

式中 d_n ——针阀直径;

d_s ——针阀座面密封直径。

当喷油接近结束时,盛油槽内油压下降,针阀在弹簧压紧力的作用下下行,针阀落座并停止喷油,此时的油压称为喷油器的关闭压力 p_s ,计算公式为

$$p_s = \frac{4F}{\pi d_n^2} \quad (6-2)$$

对比式(6-1)和式(6-2)可见, p_{op} 大于 p_s ,而且关闭压力越接近开启压力,则喷雾质量越好,断油也越干脆,这也正是低惯量 P 系列喷油器的优点(因为它的密封座面直径相对较小)。

此外,喷油器开启压力 p_{op} 与喷油峰值压力 p_{jmax} 两者定义不同,在概念上不应混淆,但它们之间有一定的内在联系。一般来说, p_{op} 越大, p_{jmax} 也越高,后者一般是 p_{op} 的 2~4 倍。对轴针式喷油器,开启压力 p_{op} 为 12~17 MPa;对中小功率柴油机用孔式喷油器, p_{op} 为 18~

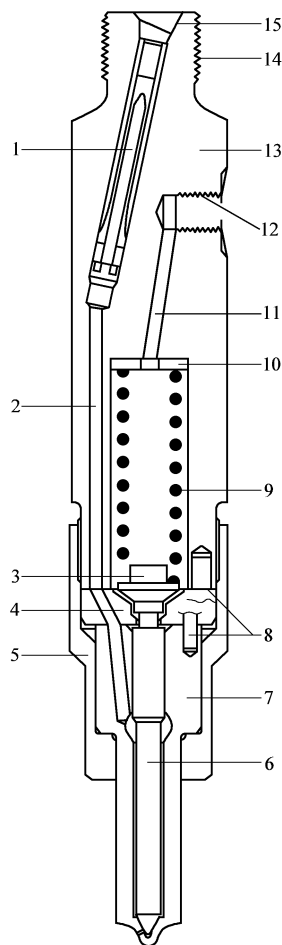


图 6-3 下置弹簧式低惯量喷油器结构图

- 1—滤针 2—进油道 3—承压销
4—中间盘 5—喷油嘴紧帽 6—针阀
7—喷油嘴 8—定位销 9—弹簧
10—调整垫片 11—回油道
12—回油连接螺纹 13—喷油器壳体
14—连接螺纹 15—密封锥面

28MPa；对大功率柴油机用孔式喷油器， p_{op} 达到 22 ~ 35MPa。

对于图 6-1 所示的 S 系列喷油器，其开启压力的大小是通过调压螺钉 12 来调整的，螺钉拧入，调压弹簧预紧力变大，开启压力增加，反之开启压力减小。

而在图 6-3 所示的 P 系列低惯量喷油器中，由于调压弹簧下置，因此它的开启压力只能用调压弹簧上面的调整垫片 10 来调整，为此，需拆开喷油器来更换垫片，调整稍麻烦，且只能对开启压力进行有级调整，为了保证足够的调整精度，一般采用厚度每隔 0.05mm 为一档的垫片进行调整。

6.1.4 双弹簧喷油器

图 6-4 所示是专为高压喷射的车用柴油机开发的双弹簧喷油器，其结构特点是在喷油器体中串联装有两个弹簧 3 和 6，在针阀开启初期只有较软的弹簧 3 工作，开启压力较小，初始升程为 h_1 ，当针阀上升至与限位套 11 相碰并再继续上升时，则由两个弹簧共同工作，开启压力增加为正常值，主升程为 h_2 (图 6-4b 和图 6-4c)。这种喷油器的优点是能够明显改善柴油机低速与怠速的稳定性，并可以降低初始喷油率，实现预喷射 (见图 6-4a、b 曲线的比较)，从而降低柴油机的噪声与 NO_x 排放。

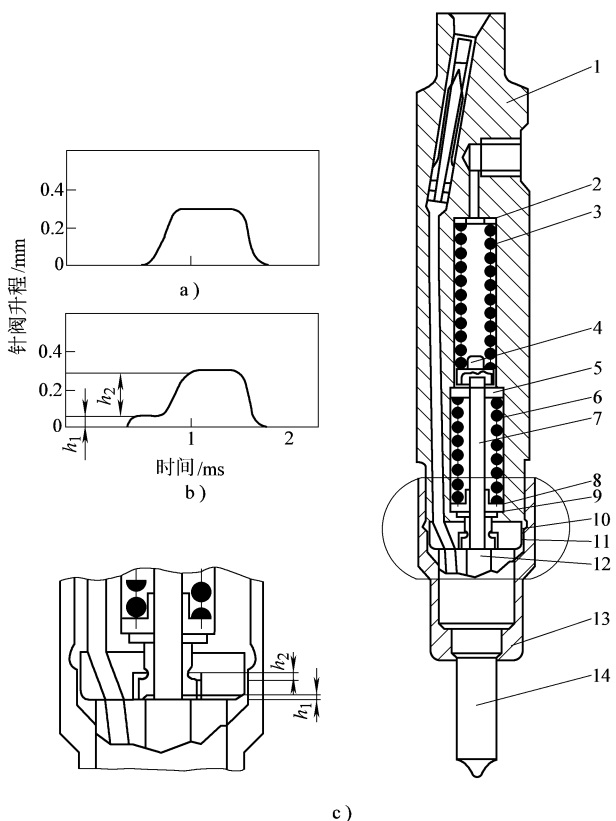


图 6-4 双弹簧喷油器

- a) 普通喷油器的针阀升程 b) 双弹簧喷油器的针阀升程
(h_1 —初始升程, h_2 —主升程) c) 双弹簧喷油器的结构图
1—喷油器体 2—调整垫片 3—第一个弹簧 4—承压销 5—导向盘 6—第二个弹簧 7—压力杆 8—弹簧座 9—调整垫片
10—中间盘 11—限位套 12—针阀 13—锁紧螺帽 14—针阀座

6.1.5 喷油器在柴油机气缸盖上的安装

喷油器安装在柴油机气缸盖上，针阀体头部直接伸入燃烧室内向其中喷油，对采用四气门的柴油机而言，喷油器垂直装于气缸中心，由于喷孔沿圆周方向均布，故喷油器无需周向定位。同样对分隔式燃烧室，采用轴针式喷油嘴，油束沿轴线中心喷入气缸，故也无需对喷油器施以周向定位。但目前缸径不太大 ($D < 100\text{mm}$) 的中小功率直喷式柴油机仍多采用两气门结构，为了增大气门尺寸，增加充气量，喷油器安装位置需要偏离气缸中心线一段距离，而且喷油器是斜装在气缸盖上的 (图 6-5)，为了实现油线在燃烧室中合理分布，以充分利用气缸内空气，其多孔喷油嘴的喷孔布置与轴线不对称，喷孔之间的夹角，一般在周向也不均布，故喷油器安装需要周向定位。定位首先是在针阀体与喷油器体之间，多用定位销定位 (图 6-3 零件 8)，然后在喷油器安装在气缸盖上时再实施周向定位，具体定位方式由安装方

式决定。

喷油器在气缸盖上安装方式概括起来有插入式与螺纹式两类。插入式中又有压板式(常见有叉形压板与双孔压板)与法兰式;螺纹式则有螺纹直接旋入式与连接螺母旋入式两种。

喷油器装入气缸盖上的安装孔后,针阀体外圆与安装孔之间需有一定的间隙,此间隙大小影响工作可靠性。间隙过大,散热条件差,周围燃气多,针阀体温度高;间隙过小,只要安装略有不同心时就会限制针阀体工作时的变形,两种情况都会影响针阀在针阀体内的运动,甚至产生卡死现象。此间隙对一般中小功率柴油机为0.3~0.5mm;对大型柴油机为0.4~0.8mm。此外,在安装时要注意保证喷油器尽可能与安装孔同心。

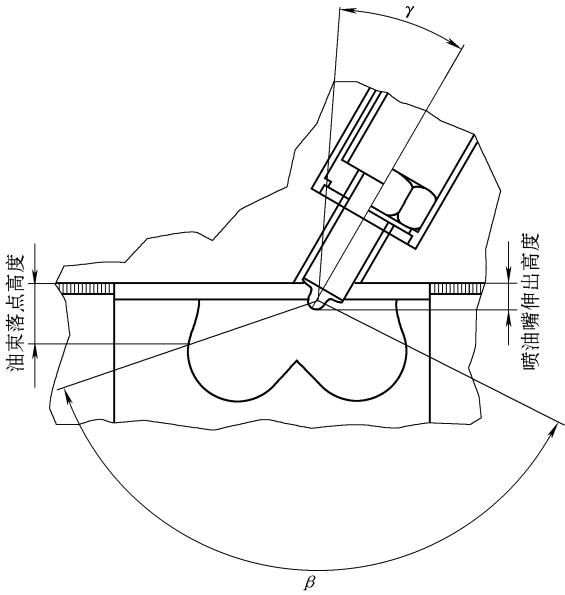


图 6-5 两气门式直喷柴油机喷油器的安装

γ—喷油器在气缸盖上的安装倾斜角 β—喷嘴轴轴线夹角

6.1.6 喷油器的型号

喷油器种类繁多,因此应当对其进行统一编号才有利于生产、管理和使用维修。统一编制的型号以其典型代表的特征尺寸表示。从喷油器在气缸盖上的安装情况来看,最主要的尺寸是喷油器安装的有效长度,至于安装外径与喷油器针阀体尺寸有关,它们已系列化,中小功率柴油机用的S系列喷油器安装外径大多为Φ25mm(也可减小为Φ23mm和Φ21mm),P系列喷油器安装外径有Φ21mm和Φ17mm两种。喷油器的有效装入长度是指喷油器的低端压紧面至能装入气缸盖的安装孔内的长度。有效装入长度由气缸盖高度和喷油器安装角度而定。JB/T 8819—2008(柴油机燃油喷射装置产品型号编制方法)中规定的喷油器型号编制方式如图6-6所示。

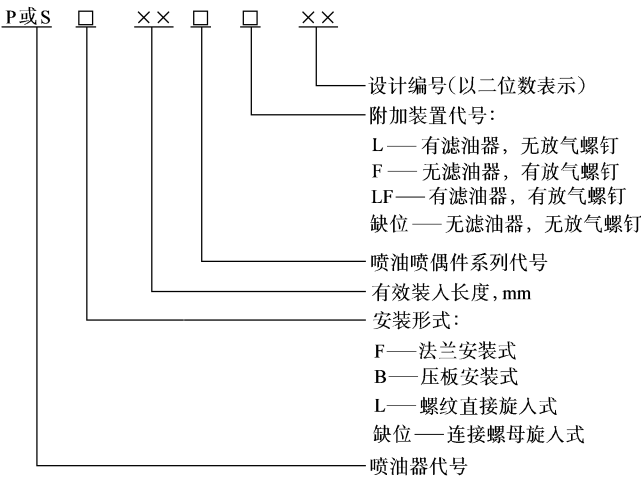


图 6-6 喷油器的型号编制方式

6.2 喷油嘴偶件及其性能

喷油器中最重要的部件是针阀和针阀体组成的喷油嘴偶件。本节拟进一步讨论喷油嘴偶

件的结构形式、尺寸系列和性能。

6.2.1 轴针式喷油嘴

分隔式燃烧室柴油机喷油压力较低,采用单孔的轴针式喷油器(图 6-7),孔径一般为 $0.8 \sim 1.2\text{mm}$,其结构特点是喷油嘴针阀下端有一个凸出于针阀体的小轴针(形状是圆柱形或倒锥形),轴针与针阀体喷孔形成很小的环形流通截面,针阀升起后,油束从此环形间隙截面喷入燃烧室,由于轴针截面的形状不同,故在针阀升起过程中,可使环状流通截面积发生相应变化,从而影响喷油速率和喷柱角度,为此可根据柴油机燃烧过程的需要来选择轴针头部的形状。

图 6-8 为常用的三种轴针式喷油嘴的头部结构图。其中,图 6-8a 为一般轴针式,图 6-8b

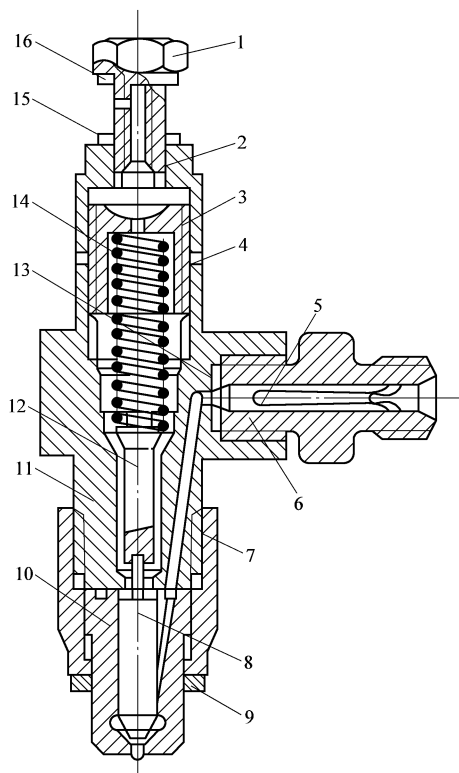


图 6-7 轴针式喷油器结构

- 1—回油管螺钉 2—调压螺钉护帽 3—调压螺钉
4、9、13、15、16—垫圈 5—滤芯 6—进油管
接头 7—紧固螺套 8—针阀 10—针阀体
11—喷油器体 12—顶杆 14—调压弹簧

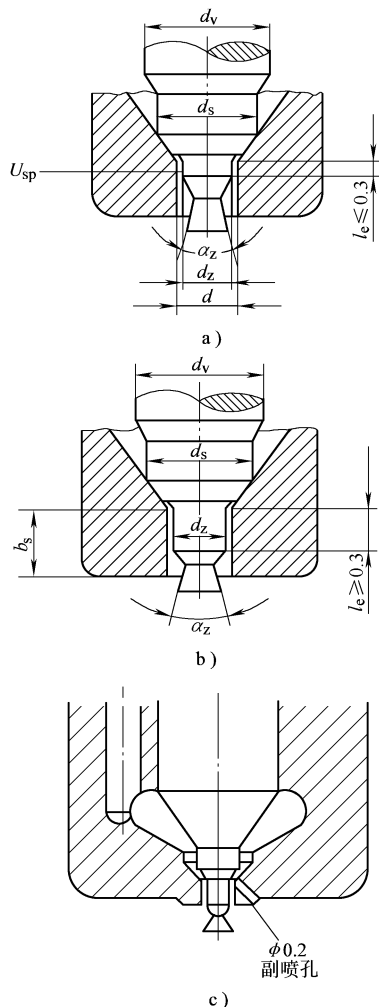


图 6-8 三种轴针式喷油器的头部结构

- a) 一般轴针式 b) 节流轴针式 c) 分流轴针式
 d_v ——针阀直径 d_s ——轴针直径 d ——喷孔直径
 l_e ——轴针头部长度 b_s ——喷孔长度 α_z ——轴针锥角

为节流轴针式。两者的差别在于轴针头部直径为 d_z 的一段长度 l_e 不同。这两种喷油嘴在针阀升起之初, 环形喷油截面的间隙都很小, 约 $0.005 \sim 0.025\text{mm}$, 出现明显的节流现象。但当升程大于 l_e 值后, 环形间隙加大, 节流现象减弱。一般轴针式喷嘴 $l_e = 0.1 \sim 0.3\text{mm}$; 而节流式喷嘴则 $l_e \geq 0.3\text{mm}$ 。 l_e 加大是为了加长节流期以降低初期喷油率, 减少滞燃期喷入的燃油量, 从而使柴油机工作更柔和。图 6-8c 为用于涡流室柴油机的一种分流轴针式喷油嘴 (Pintaux 喷嘴), 其主喷孔旁有一个与主轴线成 $20^\circ \sim 30^\circ$ 的直径很小 (约 0.2mm) 的副喷孔, 可以在喷油初期让部分燃油喷到涡流室中心, 以改善柴油机的起动性能。

6.2.2 孔式喷油嘴

直喷式柴油机的喷油压力高, 多采用多孔式喷油嘴, 燃油经过其喷油嘴头部的多个小孔喷入气缸, 对于有进气涡流的中小功率柴油机, 喷孔数为 $4 \sim 8$ 个, 喷孔直径为 $0.13 \sim 0.35\text{mm}$, 对于缸径较大 (大于 150mm) 的柴油机, 一般不组织进气涡流, 喷孔多达 $7 \sim 12$ 个。

孔式喷油嘴按照针阀的长短分为短型 (图 6-9a) 与长型 (图 6-9b) 两种。长型喷油嘴的盛油槽至密封座面之间的距离较短型喷油嘴加长了一段 (一般在 25mm 左右), 从而使其安装在柴油机后, 针阀导向部分远离燃烧室, 而在加长的这段针阀杆与针阀体之间的间隙较大 (一般 $0.4 \sim 0.5\text{mm}$), 使燃油在其中流动且具有冷却功能, 因此改善了喷油嘴的工作条件, 能满足热负荷较高的柴油机对可靠性与寿命方面的要求, 但它的缺点是密封座面和中孔之间的同心度不易保证, 加工难度较大。随着工艺手段的进步, 上述问题已不难得到解决, 因此目前中小功率直喷柴油机多使用长型多孔式喷油嘴。

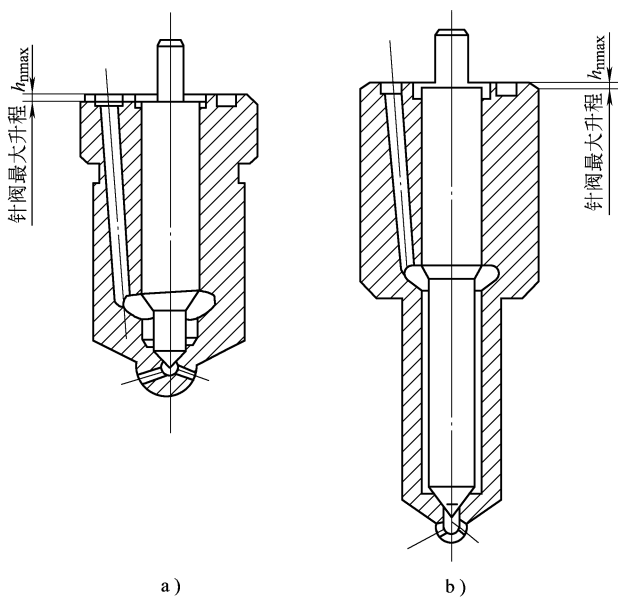


图 6-9 两种孔式喷油器的喷油嘴偶件

a) 短型 b) 长型

孔式喷油嘴头部在针阀尖端与针阀体之间一般有一个柱形或锥形空间 (盲孔), 称为压力室 (图 6-2a 中 5)。喷油结束后, 这个压力室中蓄有的少量燃油仍会因膨胀而进入燃烧室, 恶化了柴油机的烟度与碳氢化合物的排放指标。为了减小压力室容积, 现在发展了小压力室 (容积小于 1mm^3) 和无压力室 (Valve Closed Orifice; 缩写为 VCO) 喷油嘴, 图 6-10 为不同压力室容积的喷油嘴头部结构及对碳氢化合物排放量的影响。

应当指出的是, 理论上无压力室喷油嘴在性能上优于有压力室喷油嘴的结构, 但由于其喷孔直接开在密封锥面上, 当针阀升程很小时, 由于液流剧烈的转向与节流效应, 反而会造成各孔喷柱射程不均的现象。为此, 目前轿车柴油机上的发展趋势多是采用小压力室结构。另外, 尽管针阀与针阀体配合十分精密, 但在升起过程中, 也会有微小的摆动从而影响各个

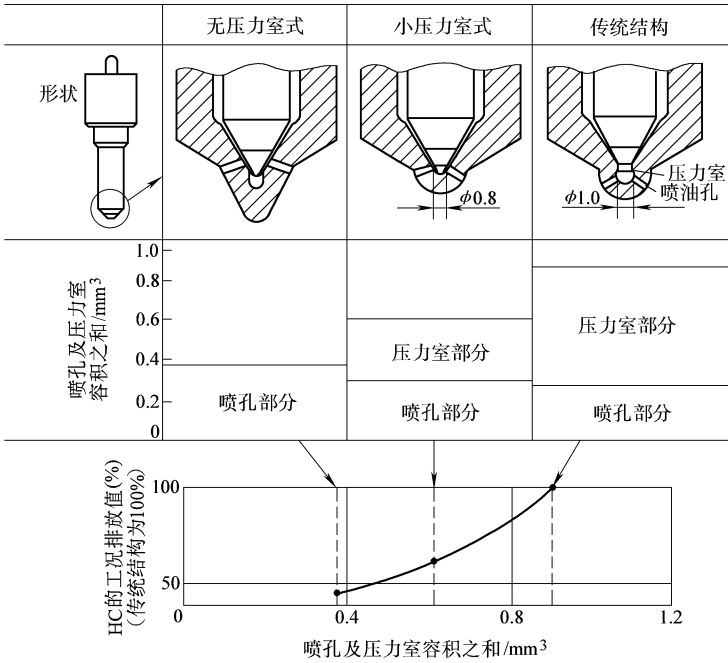


图 6-10 孔式喷油器压力室结构及其容积对碳氢化合物排放值的影响

喷孔喷射的均匀性。近来发展了一种对中与导向更好的双导向面喷油嘴结构(图 6-11)，除了双导向面(在原来导向面基础上再加导向面 4)，密封面采用多锥面结构，喷油嘴头部采用锥形球头，喷孔也采用锥形小孔，并经过液力化学研磨(简称液力研磨)，以增大流量系数并保证各孔喷射的均匀性。

6.2.3 喷油嘴偶件的型号与系列尺寸

由于柴油机功率范围很广，所需各循环喷油量的变化范围很大，为了便于生产与使用维修，需将喷油嘴尺寸加以系列化，以针阀体大端外径为基准，形成 7 个系列，从小到大分别用 P、J、S、T、U、V、W 字母表示。某一系列尺寸的喷油嘴，可用于多种缸径相近柴油机，配试时，仅需改变头部结构与尺寸即可。通常中小功率柴油机使用最多的是 S 与 P 系列油嘴。因此，JB/T 8819—2008 中有对喷油嘴进行统一型号的编制规定，其中轴针式喷油嘴偶件的型号编制规定见图 6-12，孔式喷油嘴偶件的型号编制规定见图 6-13。

例如：ZS15S15 喷油嘴表示 S 系列尺寸轴针式油嘴，喷雾锥角为 15°，喷孔直径

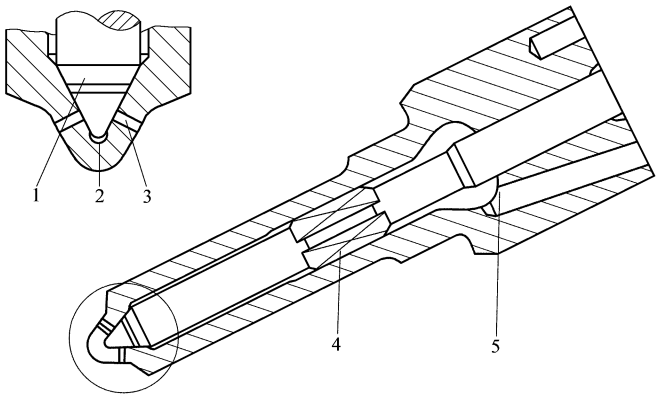


图 6-11 带双导向面针阀的孔式喷油嘴

1—密封锥面 2—小压力室 3—喷孔
4—第二个导向面 5—高压油路

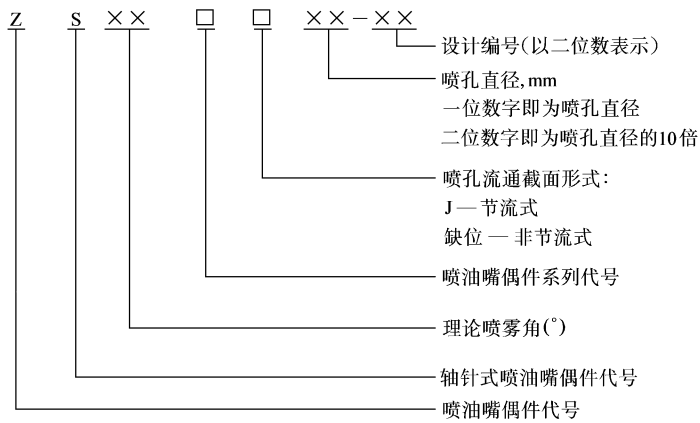


图 6-12 轴针式喷油嘴偶件的型号编制

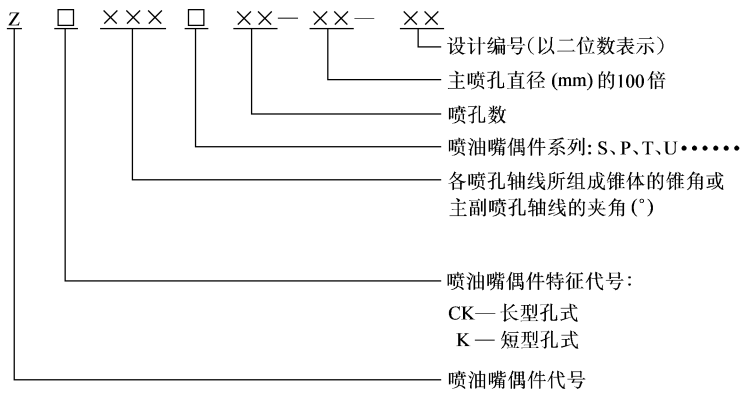


图 6-13 孔式喷油嘴偶件的型号编制

为 $\Phi 1.5$ 。
ZCK150P523 喷油嘴为 P 系列尺寸的长型孔式喷油嘴，各喷孔轴线组成的锥角为 150° ，共 5 个喷油孔，喷孔直径为 $\Phi 0.23$ 。

6.3 喷油嘴的喷孔面积和流通特性

喷油嘴喷孔面积大小与喷油嘴针阀的升程以及喷油嘴的结构形式有关。孔式喷油嘴的最大喷孔截面取决于喷孔的数目和喷孔直径，而轴针式喷油嘴最大喷孔截面取决于最大升程和喷油嘴头部的形状。喷孔流通面积与针阀升程的关系，称为喷油嘴的流通特性。
图 6-14 是不同喷油嘴的流通特性，图中的折线为根据喷油嘴的几何尺寸计算的几何流通特性($f-h$)，曲线为实验给出的流通特性($\mu f-h$)，两者的比值是喷油器的流量系数 μ ，它与密封锥面结构、喷孔加工质量等因素有关。前已说明，一般孔式喷油嘴的最大针阀升程在 $0.2 \sim 0.45\text{mm}$ 之间，而轴针式喷油嘴为 $0.4 \sim 1.0\text{mm}$ ，在满足喷油嘴流通截面的前提下，应尽可能减少针阀升程。这是因为针阀升程越大，运动件在惯性力的作用下对针阀体密封座面产生的冲击力也越大，从而导致喷油嘴的可靠性与寿命降低。

喷孔流通截面大小取决于喷油压力、供油速率和柴油机结构形式。图 6-15 给出了直喷式柴油机喷孔总面积与几何供油速率的关系。喷孔面积过大,会导致喷油压力与喷油速率降低,喷油持续期缩短,喷油雾化质量变差;喷孔面积过小,则喷油压力过高且易产生不正常喷射。通常,我们可用下式校验最大喷孔面积 $f_c(\text{mm}^2)$ 的大小,即

$$f_c = \frac{6nV_b \times 10^{-3}}{\mu w_j \Delta \phi_j} \quad (6-3)$$

式中, V_b 为循环喷油量($\text{mm}^3/\text{循环}$); μ 为喷油嘴的流量系数,对于一般喷油器, $\mu = 0.6 \sim 0.7$; 对液力研磨的喷油器, μ 可达 $0.7 \sim 0.85$; $\Delta \phi_j$ 为按曲轴转角计的喷油持续角($^\circ$),直喷柴油机一般 $20 \sim 25(^{\circ}\text{CA})$, 涡流室柴油机为 $25 \sim 30(^{\circ}\text{CA})$; n 为柴油机转速(r/min); w_j 为喷孔处喷油平均流速(m/s), w_j 可由平均有效喷油压力 Δp_m 按下式求出(其值一般为 $200 \sim 300\text{m/s}$):

$$w_j = \sqrt{\frac{2\Delta p_m}{\rho_f}} \times 10^3 \quad (\text{m/s}) \quad (6-4)$$

式中, Δp_m 为平均有效喷油压力,其值可按图 6-16 选取,单位为 MPa ; ρ_f 为燃油密度,单位为 kg/m^3 。

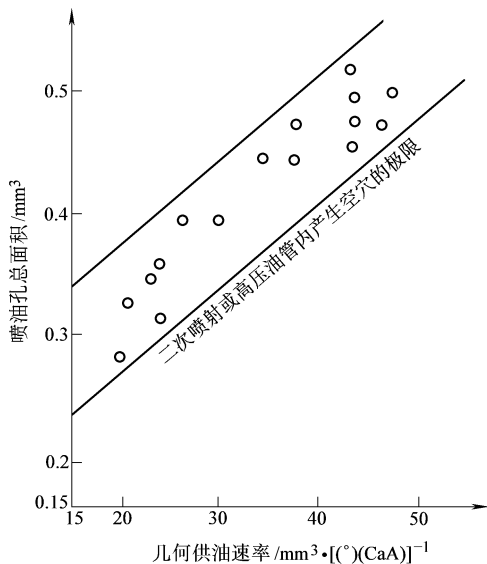


图 6-15 直喷式柴油机喷孔总面积与几何供油速率的关系

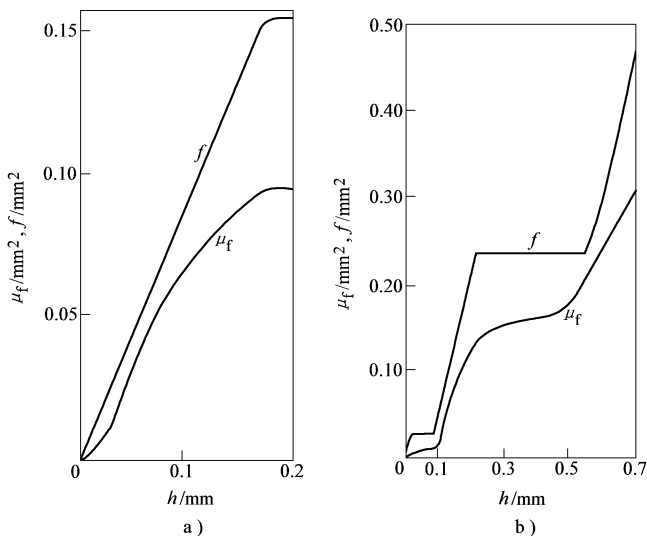


图 6-14 喷油嘴流通特性

a) 孔式喷油嘴 b) 轴针式喷油嘴

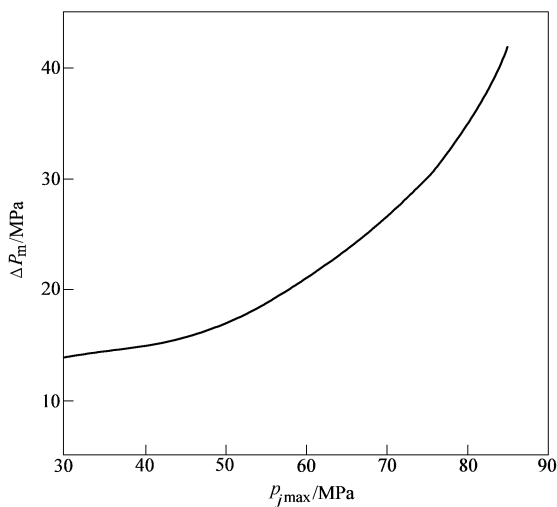


图 6-16 平均有效喷油压力 Δp_m 与最大喷油压力 $p_{j\max}$ 的关系

f_c 确定后, 孔式喷油嘴喷孔直径可以按下式计算:

$$d_c = \sqrt{\frac{4f_c}{\pi z}} \quad (6-5)$$

式中, z 为喷孔数。

轴针式喷油嘴的流动截面即轴针与喷孔之间的环形截面积, 取决于轴针的尺寸、形状以及喷孔之间的配合。前已说明它的初始值很小, 中间部分主要受轴针形状的控制, 最大值受喷孔面积(直径 $0.8 \sim 1.2\text{mm}$)限制, 其几何流通截面变化规律应采用分段算法或用图解法来确定。

在轴针式喷油嘴中, 由于喷孔部分积炭会导致初期喷射阶段流量下降, 甚至产生初期着火不充分, 而随后造成主喷射阶段工作粗暴、燃烧噪声恶化现象的出现。为此近年来开发了一种在轴针上削有扁平面的喷油嘴, 由此产生的燃油湍流能消除积炭的作用, 使喷油嘴在长期使用过程中油束形状和雾化情况均能保持稳定。图 6-17a 所示即为此种削平轴针式(Flat-Cut-Pintle)的喷油嘴结构图, 它利用轴针上的加工平面来改善喷油嘴在开启初期流通特性的过渡情况, 图 6-17b 为此种喷油嘴的流通特性(图中虚线 2)与传统节流轴针式喷油嘴流通特性(图中实线 1)的比较。

为了在孔式喷油器上能得到轴针式喷油嘴那样比较理想的先缓后急的流通特性, 目前正在尝试开发一种变喷孔截面的外开式喷油嘴, 其结构如图 6-18 所示。

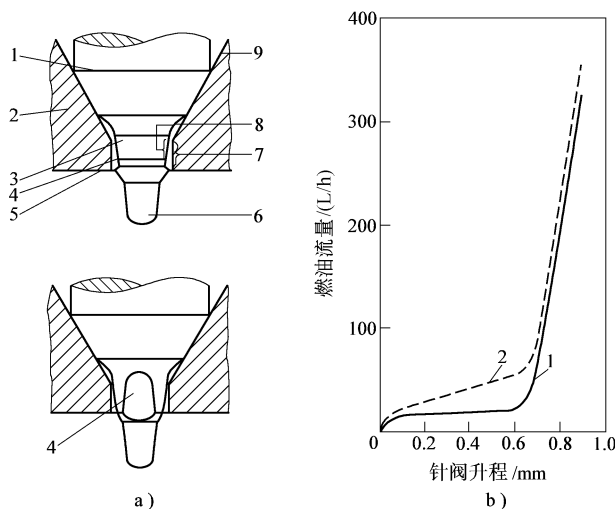


图 6-17 削平轴针式喷油嘴的结构及其流通特性

a) 削平轴针式喷油嘴结构

1—针阀密封锥面 2—针阀体 3—轴针的节流部位

4—轴针的削平部位 5—喷孔 6—轴针头部

7—喷孔导向面 8—轴针导向面 9—针阀座密封锥面

b) 流通特性比较

1—传统节流式轴针喷油嘴的流通特性

2—削平轴针式喷油嘴的流通特性

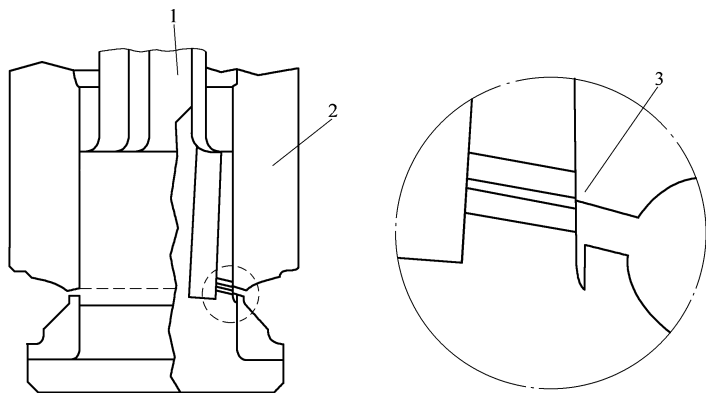


图 6-18 变喷孔截面的外开式喷油嘴

1—针阀 2—针阀体 3—变截面喷孔

6.4 喷油嘴喷孔与油束空间分布设计

前已说明,在分隔式燃烧室柴油机上,轴针式喷油器的油束与喷油器处于同一轴线上,其喷油嘴轴针与喷孔直径、其间的导向长度和轴针头部形状等(图 6-8)都会影响喷雾锥角,进而影响柴油机的性能。由于分隔式燃烧室柴油机已渐渐被直喷式所取代,故有关其喷油器布置细节,无需再过多讨论。

在直喷式柴油机上,除早期的 M 过程等方案外,均采用孔式喷油器,其喷油嘴有多个喷孔。其中大功率柴油机和缸径较大(例如大于 110mm)的中等功率柴油机,均已采用喷油器中置的四气门结构(图 2-8a、图 2-10a 和图 2-11),而目前我国面广量大的中小功率柴油机(缸径在 100mm 左右)仍大多采用两气门方案与带缩口的 ω 型燃烧室,需要通过适当的进气涡流来组织油气混合和燃烧。由于在空间布置上的限制,它们的气门轴线、燃烧室中心线都必须偏置于气缸中心线,喷油器头部的油束中心也偏离燃烧室中心,且喷油器与气缸中心线也以一定的倾斜角度布置(图 2-8b、图 2-10b ~ d 和图 6-5)。

图 6-19a 为孔式喷油器的喷油嘴头部结构示意图,喷油嘴喷孔本身的结构参数设计,如喷孔直径、形状以及表面粗糙度等参数都会影响喷油器的喷油量、喷注形状与喷雾性能(喷雾贯穿距离、喷雾锥角、雾化粒径等)。近年来,利用电解加工或液力化学研磨的方法在进油孔加工出圆角 r (图 6-19b),可以改善喷孔内部的燃油流动状态,并增大喷油嘴的流量系数,其圆角半径一般在 0.2 ~ 0.5mm 之间。

孔式喷油嘴的另一个重要参数是喷孔长度 l_c 与喷孔直径 d_c 之比。试验表明, l_c/d_c 影响喷雾锥角及喷柱贯穿距离: l_c/d_c 过小,由于在喷孔入口处的流动收缩还没有恢复就喷出,油束的喷雾锥角大,贯穿距离就减小; l_c/d_c 过大,油束虽然能呈平行流喷出,但是由于喷孔内的摩擦阻力,会使得油流速度减慢,贯穿距离也会减小。因此,设计时也应重视 l_c/d_c 的选择予以足够的重视,试验表明当 $l_c/d_c \approx 4$ 时,贯穿距离最大,雾化粒度最小,故一般取

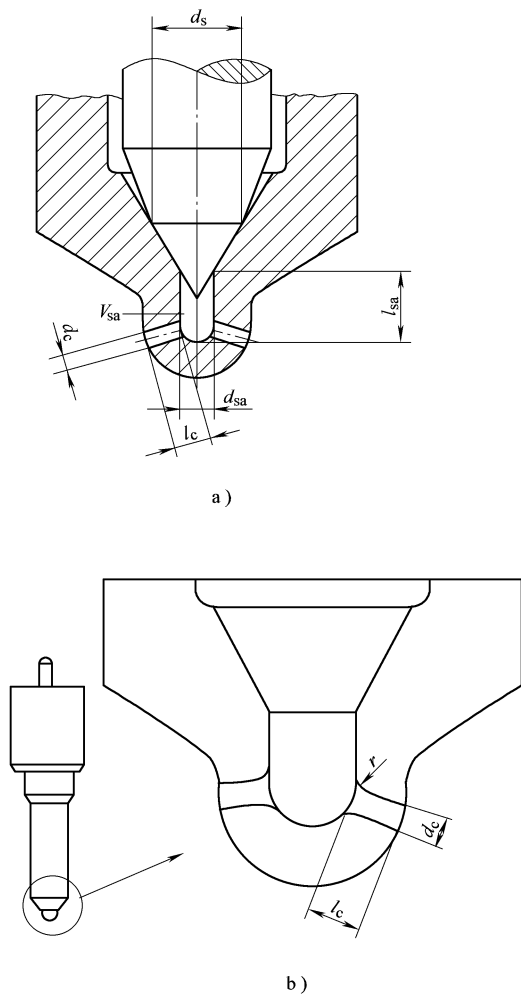


图 6-19 孔式喷油嘴头部结构示意图

a) 头部结构与尺寸 b) 喷孔内部圆角

d_{sa} —压力室直径 l_{sa} —压力室深度 V_{sa} —压力室容积

d_s —密封锥面直径 d_c —喷孔直径

l_c —喷孔长度 r —喷孔圆角半径

$l_c/d_c = 3 \sim 6$ 。

应当特别指出的是,孔式喷油嘴头部的喷孔、压力室与针阀密封锥面的尺寸、几何形状与表面质量对于柴油机节能与环保性能指标影响很大,例如喷孔(图 6-11 中件 3)对于燃油消耗以及微粒与 NO_x 排放、压力室(图 6-11 中件 2)对于 HC 排放、密封锥面(图 6-11 中件 1)的几何形状对于燃油预喷射和噪声的影响均很明显,为此必须精心设计并采用先进的工艺(电加工、液力化学研磨等)来加以保证,而且每一种喷油嘴应专供特定的机型使用,一般情况下不能与其他机型通用。

此外,孔式喷油嘴有多个油束,它们在燃烧室中的分布对燃烧室中空气的利用也有重要影响。对柴油机燃烧室而言,燃油沿气缸轴线方向在活塞顶上方的落点应在同一高度上,各油孔的轴线形成一个锥面,它的锥角一般在 $140^\circ \sim 160^\circ$ 之间,应做到使该锥面下部包含的燃烧室容积与上部到气缸盖底面包含的容积基本相同,以充分利用缸内的空气。这个锥角还与喷油嘴伸出气缸盖底平面的高度有关,伸出量一般为 $2 \sim 4\text{mm}$ 。各油束在活塞顶平面的投影位置应使油束分布与燃烧室内的空气分布与涡流相适应。孔式喷油嘴单个喷孔的喷雾锥角由喷孔直径、长度与加工质量等决定,其值一般为 $15^\circ \sim 30^\circ$ 。总之,喷注的形状与喷雾质量必须与燃烧室的结构形式以及其中的气流情况相适应,为此除了合理的设计之外,还要进行仔细的匹配试验,有关内容见本书第 9 章。

6.5 柴油机的异常喷射现象

柴油机的异常喷射现象系指喷油嘴针阀的运动规律,乃至整个喷油规律产生偏离预期正常规律的各种异常现象,导致柴油机性能的恶化。

异常喷射的种类很多,产生的原因也很复杂,除了喷油嘴本身的特性以外,整个燃料供给系统的结构参数,特别是高压油管的长度、高压容积的大小以及出油阀的结构与减压容积的选择等均与异常喷射现象产生有关,加上柴油机特别是车用柴油机在转速与负荷变化范围很广的情况下工作,燃料供给系统各种参数的选择既要考虑高速、大负荷工况,又要考虑低速、部分负荷乃至怠速工况,而且有些要求是相互矛盾的,这就增加了问题的复杂性。为此,在对燃料供给系统与柴油机进行匹配前,应进行必要的理论分析并在喷油泵试验台上进行仔细周到的试验,以保证燃料供给系统在柴油机各个工况下都能正常地工作,避免异常喷射现象的出现。

常见的异常喷射现象为:二次喷射、气穴与气蚀以及不稳定喷射等。

6.5.1 二次喷射

二次喷射是指燃料喷射终了针阀落座后不受控制地第二次开启向气缸内喷油的现象。二次喷射使整个喷油持续时间延长,而且燃油是在较低的压力下喷入气缸的,偏离上止点较远,雾化质量差,燃烧不完全且后燃严重,导致燃油消耗率、排烟和排温升高,性能恶化,零部件过热甚至产生喷孔积炭堵塞等不良后果。

二次喷射通常出现在柴油机大负荷、高速运转工况。判断柴油机有无二次喷射,最直接可靠的办法是测量针阀升程。另外,也可以通过测取油管嘴端压力来间接判断。

图 6-20a 为有二次喷射,从针阀升程曲线明显可见针阀在压力波的作用下于主喷射后又

第二次开启；图 6-20b 则为正常喷射，针阀只开启一次。

二次喷射产生的原因是燃油在高压作用下的可压缩性和压力波在高压油路中的传播与反射。当喷油系统结构参数匹配不当时，在主喷射期结束后，高压油路中残液余力过高，压力波在泵端与嘴端之间来回反射，当盛油槽压力峰值超过喷油器开启压力时，针阀二次开启，遂产生二次喷射现象。

消除二次喷射的措施除了减少高压油路的容积(如减小出油阀座紧帽内腔容积,减小高压油路的长度与内径)，适当增大喷孔直径(但要与增加喷油泵柱塞直径与供油速率相配合,以免导致喷油压力下降与雾化质量的恶化)，适当增大出油阀弹簧刚度与开启压力等措施外，较为有效且常用的方法是适当加大出油阀的减压容积以及采用阻尼阀或等压式出油阀等措施。

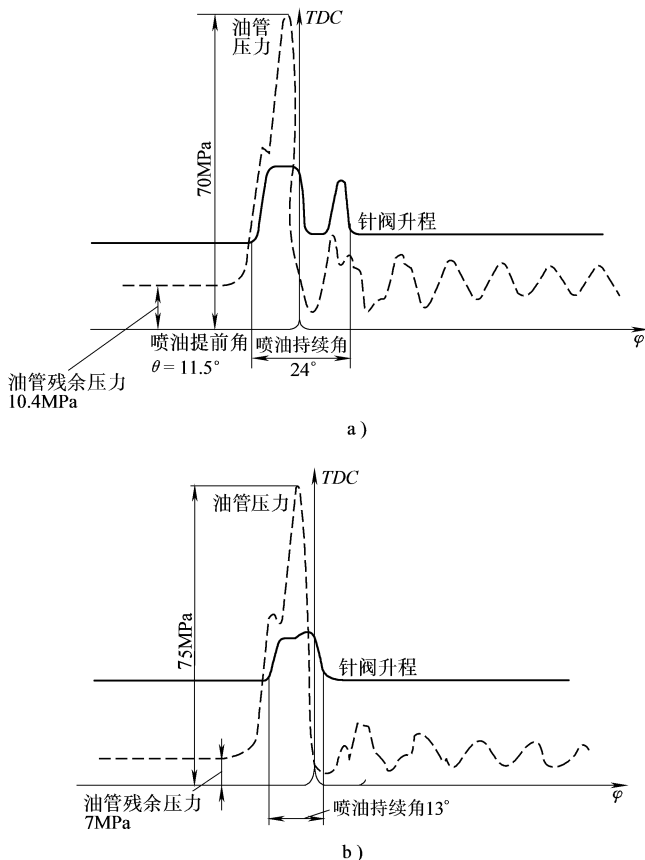


图 6-20 正常喷射与二次喷射

a) 有二次喷射(喷孔 $6 \times \Phi 0.25$; 高压油管 $1260 \times \Phi 3$)

b) 无二次喷射(喷孔 $6 \times \Phi 0.25$; 高压油管 $1000 \times \Phi 2$)

6E135 柴油机 $n = 750 \text{r/min}$ $P_e = 147 \text{kW}$

6.5.2 气穴与穴蚀

气穴(cavitation)与二次喷射均属常见的异常喷射现象，但影响因

素却往往与后者相互矛盾，存在着此消彼长的关系。由于燃油只能承受压力，不能承受拉力，而且其中溶有少量空气，因此当高压油路内压力急剧下降时，溶解在其中的空气即先行析出，随后当压力下降到与其温度相应的饱和蒸气压时，高压油路中的燃油也部分开始气化，两者构成的密集气泡，称为气穴现象。由于燃油的饱和蒸气压很低(1~3kPa)，非常接近压力(表压)为零的状态，因此一般认为管中出现气穴都是因为该处压力为零的缘故。

出现气穴后，若强压力波传到气泡处或气泡被运送到高压部位，则气泡会瞬时缩小、崩溃而产生极高的液压冲击力，引起噪声与振动，压力冲击波反复作用于零件壁面时，还会使金属疲劳而剥落，此即为穴蚀现象。

可以从高压油管内测试出的压力波形来判断是否出现气穴现象。如图 6-21 所示，若主压力波形之后再现平段，然后又出现反映压力剧烈波动的“毛刺”，则可判断在平段处绝对压力接近零而出现气穴，而压力“毛刺”则是气穴破裂、压力急升反应的典型表现。

穴蚀由气穴而引起，但气穴未必都会导致穴蚀。如前所述，气穴的出现使液流变为两相流，大大降低了介质的弹性模数和声速(参见第 3 章图 3-14 和图 3-15)，影响了喷油正时与

相邻循环的工作稳定性。因此,在采取一些消除二次喷射的措施时,应综合考虑各方面的要求,合理选择参数,防止气穴和穴蚀现象的产生,例如等容式出油阀的减压容积与落座速度不能过大,尽可能采用阻尼式或等压式出油阀,等等。

6.5.3 不稳定喷射

在喷油过程中,对应于某一固定的拉杆(或齿杆)位置和喷油泵转速,理论上每循环喷油量应是恒定的。在正常喷油过程中,每循环喷油量也应基本上是不变的。但是,在某些工况(特别是低、怠速工况)下,当结构参数匹配不当时,循环供油量不断变动,各循环喷油规律也有差异,这种现象称为不稳定喷射或不规则喷射。对于不稳定喷射,测量针阀升程或喷油规律即可加以判定。如针阀开启不足、针阀的跳动无一定的规律,造成每循环喷油量的变动,即所谓不斉喷射;更为严重的是有的循环针阀不能开启,从而产生隔次喷射现象。造成这些现象的原因是高速、大负荷时,为提高喷油速率而采用高喷射压力,为防止二次喷射又采用了较大的出油阀减压容积。但在低怠速工况时,循环供油量少,柱塞有效供油行程小,漏油增多,油压低,加之在高压油路中减压过度,造成高压油路系统残压降低并产生周期性的波动,从而使循环喷油量也相应产生变化。此外,孔式喷油嘴在低速、低负荷工况下,容易出现因针阀振动而造成的波动喷射现象,其原因除了系统残压波动这个主要因素之外,还可以从其喷嘴特性(图 6-22)来分析。

所谓喷嘴特性是指喷油嘴压力与流量之间的关系,它可以根据液体的连续方程求出。图 6-22 中横坐标为通过喷油器的平均流量 Q ,曲线 1 为针阀升程 h ,实际上相当于针阀的流通(μf)特性;曲线 2 为喷油器压力室中的燃油压力,由于连接喷油器压力室与气缸之间的喷孔面积不变,因此该处压力随流量单值变化且为一条抛物线;曲线 3 是喷油器盛油槽内燃油压力。当盛油槽内燃油压力达到开启压力 p_{op} (图中点 A)以后,针阀逐渐向上抬起,燃油经过密封锥面的环形缝隙流入压力室,再经过压力室上的喷孔喷入气缸,由于针阀在升起过程中,环形锥面与喷孔两个串联的流通截面的比值逐渐发生变化,盛油槽的容

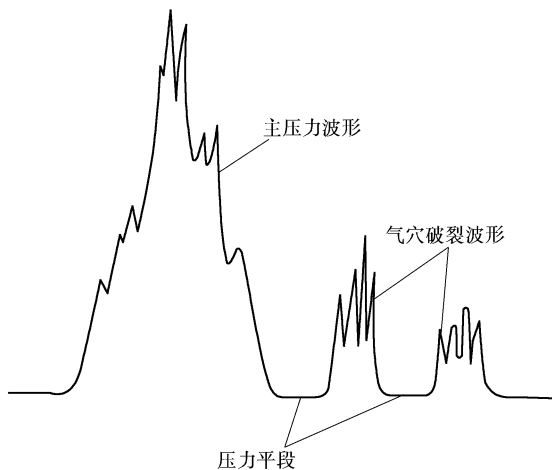


图 6-21 高压油管内出现气穴及其破裂时的压力波形图

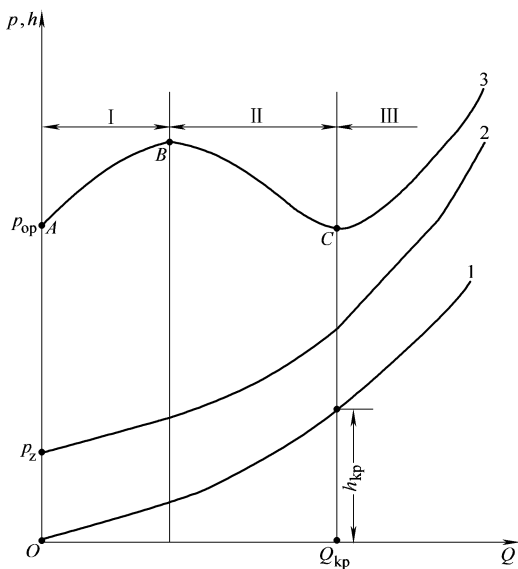


图 6-22 孔式喷油嘴的喷嘴特性

积也因与压力室连通而增加，再加上喷油器弹簧的综合作用，使压力室中的压力变化曲线呈现出先升后降再升的复杂情况，这种情况只有在喷油量小的情况下才可能出现。图中 AB 段 (Ⅰ段) $dp/dQ > 0$, BC 段 (Ⅱ段) $dp/dQ < 0$, C 点是临界点，流量为 Q_{kp} ，相应的针阀升程为 h_{kp} 。当流量 $Q > Q_{kp}$ ，升程 $h > h_{kp}$ 以后 (即Ⅲ段)，曲线 3 连续增加并逐渐与曲线 2 汇合。由图 6-22 可见，当针阀升程很小，喷嘴特性处于 BC 段 (即 $dp/dQ < 0$) 时，针阀不可能稳定地工作，因为这时流量增加，压力反而下降，导致针阀向下落座，但以后又在后续燃油压力作用下抬起，如此反复上下，针阀始终处于浮动状态并产生振动，造成波动喷油现象。

为了消除这种低速时的不稳定喷射，除了合理选择燃料供给系统的参数以外，采用前面已介绍过的具有两级开启压力特性的双弹簧喷油器 (图 6-4) 也是有效措施之一，因为柴油机低速运转时喷油压力低，喷油器以第一级弹簧工作，针阀升程稳定在不大于 0.1mm 的 h_1 段工作，从而减小了针阀浮动与振动造成的不稳定喷射。此外，采用阻尼式或等压式出油阀也可以改善低速与怠速工作的稳定性。

综上所述，喷油嘴的异常喷射现象，不论是二次喷射、气穴与穴蚀，还是各种不稳定喷射 (不齐喷射、隔次喷射、波动喷射、低速失速等)，均受到包括喷油器在内的整个燃料供给系统众多因素的影响，尽管有些影响因素相互矛盾，对这些现象产生的机理也有多种不同的解释，但只要能够事先进行仔细的匹配调试，最后仍不难获得满意的结果。

图 6-23 为燃料供给系统各种异常喷射区在转速与油量 (相当于柴油机负荷) 平面上的划分示意图，它提醒我们在何种工况下，容易出现何种异常喷射现象，可以作为我们进行匹配工作时的参考。

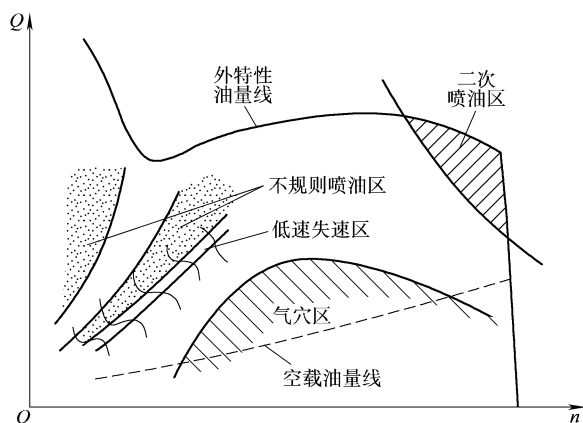


图 6-23 柴油机燃料供给系统异常喷油区划示意图

第7章

调速器和提前器

7.1 调速器的功能和分类

在所有压燃式内燃机即柴油机上均装有调速器，其最基本的功能是限制发动机的最高转速，即保证它在高速工况下不致因超速而产生“飞车”，同时也可保证在低速与怠速时的稳定运行，并限制其在其他工况下的转速波动。

柴油机上必须装调速器的原因可以从其与汽油机工作稳定性的比较来说明。

汽油机采用量调节方式工作，即利用节气门的开度控制进入气缸的可燃混合气量以改变负荷大小，图 7-1a 中汽油机对应各个节气门开度的扭矩 T_{iq} 随转速 n 的变化曲线多呈下降趋势，这就决定了它具有较好的自调节能力，能在任何一个节气门开度位置下，在向下倾斜的发动机的扭矩即速度特性（图中实线）与上升阻力矩 T_{iqc} 的曲线（图中点画线）的交点所确定的转速下稳定运行（这时 $dT_{iq}/dn < dT_{iqc}/dn$ ，设想有任一因素，使转速增加，此时 $T_{iqc} > T_{iq}$ ，转速自动下降；反之，当任一因素使发动机转速下降，此时 $T_{iq} > T_{iqc}$ ，发动机转速自动增加并回复到原有的平衡位置上）。此外在节气门全开的外特性曲线上，当负荷降为最低（完全卸载）时，汽油机的最高空转转速也不会过分增高而产生“飞车”，因此在汽油机上，除特殊需要（对频率有特别要求的发电装置）以外，一般不需要加装专门的调速器。

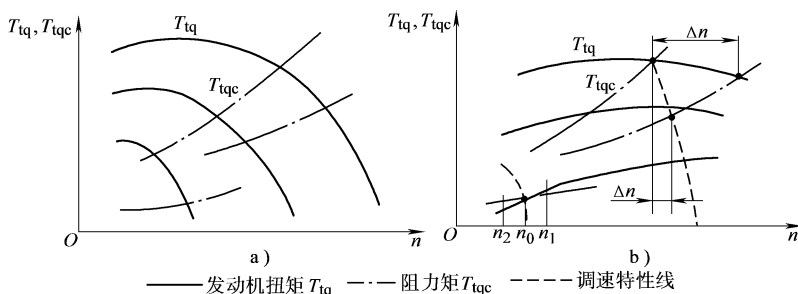


图 7-1 汽油机与柴油机自调节性能的比较

a) 汽油机 b) 柴油机

柴油机的情况则与汽油机有很大不同，其速度特性线是在油量调节齿杆位置不变条件下获得的，前已说明，柴油机喷油泵的速度特性线一般都是随转速上升而向上倾斜，高速时才



略为转平(图 5-27)。所以,柴油机的扭矩速度特性变化比较平缓,如图 7-1b 实线所示,在低速段和小油量位置时甚至呈上升趋势,这就出现以下两个问题:

(1) 当齿杆固定在中、大油量位置(图 7-1b 上方实线)时,柴油机虽然能稳定在某一工况运行,但负荷的微小波动会引起转速的大幅度变化;尤其是齿杆处于最大油量位置,而阻力矩突然减小时,则柴油机会因超速而产生“飞车”。

(2) 当齿杆固定在小油量位置(图 7-1b 中下方实线)时,由于 $dT_{iq}/dn > dT_{iqc}/dn$, 柴油机将无法稳定运行。因为当负荷少许变化而使转速稍有上升时,如由 n_0 变到 n_1 , 则因扭矩始终大于阻力矩致使转速不断上升;反之,当转速下降由 n_0 变到 n_2 时,又会因扭矩低于阻力矩而使转速不断下降直至停车。

为了避免出现上述高速时超速“飞车”和低速与怠速时不稳定运行的现象,必须在柴油机上加装调速器,以保证使柴油机输出扭矩 T_{iq} 能随转速 n 的上升而陡降,如图 7-1b 虚线所示。

除了上述防止超速与保持怠速稳定两项基本任务以外,调速器作为柴油机及其燃料供给系统的主要控制部件,还担负着其他重要功能,如保持怠速与最高转速之间各工况的转速稳定(全程调速)、起动加浓、扭矩校正以及增压与海拔补偿等,以满足柴油机在各种情况下的运转需要。

调速器的种类很多,以下将介绍其主要分类方式。

7.1.1 调速器按其结构与工作原理分类

1. 机械式调速器

机械式调速器(图 7-2a)又称离心式调速器,是直接利用飞锤旋转时产生的离心力与调速器弹簧回位力之间平衡的原理实现调速过程的,当转速变化时,飞锤的转动即转变为滑套及其相连接的喷油泵齿杆的移动,以达到调节喷油泵循环供油量的目的。这种调速器的历史可以追溯至詹姆斯·瓦特(James Watt)发明蒸汽机的年代,非常久远,但由于飞锤在旋转时产生的离心力是反映转速的最直接信号,再加上这种调速器结构比较简单,工作也十分可靠,且已积累了长期使用与维修经验,目前仍在柴油机特别是中小功率柴油机上得到广泛的应用。

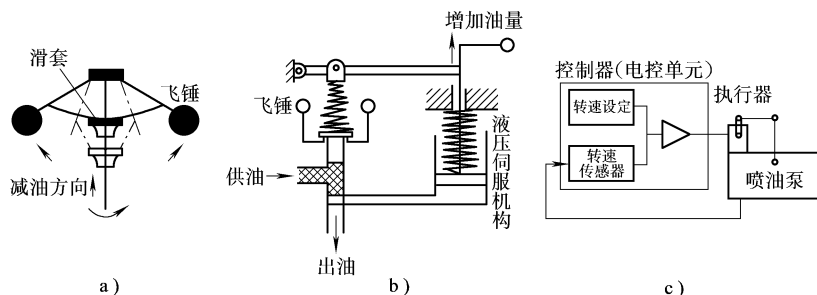


图 7-2 调速器的分类

a) 机械式 b) 液力式 c) 电子式

2. 液压式调速器

曾经出现过的完全由液体(机油或燃油)压力来反映转速变化的纯液压式调速器,但由

于调节精度不高未能得到推广。目前所说的液压式调速器(图 7-2b),实际上是指液压与机械或液压与电子相结合的调速器。前面所说的直接作用的机械离心式调速器,由于飞锤所产生的调节力在低速时较小,故只适用于高速的中小功率柴油机。对于大型柴油机,由于油量调节机构摩擦阻力较大,加之柴油机转速不高,若再采用纯机械式飞锤,势必会增加飞锤与调速器弹簧的质量与尺寸,使调速器的结构十分笨重而导致灵敏度降低。为此,在大型柴油机上大多采用间接作用式液压调速器,即机械与液压相结合的组合式调速器,其中转速感应元件仍采用离心式飞锤,其功能只是将转速变化的信息转换为控制液压机构滑阀的运动,而调节力的放大、连接喷油泵齿杆的助力活塞的运动、齿杆运动信号或转速的反馈以及其他许多附加功能,均由液压系统完成。

液压调速器具有结构紧凑,功能齐全且调节精度高(包括能实现恒速调速)等许多优点,因而广泛应用于大型(船舶、机车与电站等用途的)柴油机上,但液压调速器的结构较复杂,制造精度要求与成本均较高,因而在中小功率柴油机上未得到推广应用。

3. 电子调速器

在电子调速器中(图 7-2c),不再采用离心飞锤作为转速感应元件,而是采用各种电测方法来确定转速的大小,而且转速的测量、设定、比较与调节均采用电子控制,因此整个系统具有很高的响应速度与调节精度,也易于准确地实现恒速调速,能够满足柴油发电机组无差并联运行的要求,因此是一种很有发展前途的调速器。无论是在中小功率柴油机上,还是在大型柴油机上均已有正式产品投入使用。

在大型柴油机中,电子调速器也与液压调速器一样,做成独立于喷油泵的部件,其执行机构可以是纯电动的,也可以与机械、液压系统组合在一起构成液压-电子调速器。

由于篇幅限制,本书主要介绍机械式调速器,有关大型柴油机液压和电子调速器的细节,请参考相关专门文献和要求有关公司提供技术资料。

7.1.2 调速器按其功能分类

1. 单级调速器

单级调速器只控制高速工况,主要用于恒定转速的柴油机,如发电机组等。

2. 两极调速器

两极调速器可控制怠速和高速,但在宽阔的中间转速范围内调速器则不起作用,而由操作人员直接通过操作手柄拉动喷油泵的齿杆或拉杆来控制油量,这样可以减小操作力,缩短反应时间,主要用于转速变化频繁的柴油机,如车用柴油机等。

3. 全程调速器

全程调速器对于柴油机由怠速到最高转速的任何转速都起作用,即能自动调节供油量的大小,从而保持转速的稳定,这种调速器用途很广,主要用于拖拉机、工程机械、重型汽车、船舶和机车等柴油机上。

4. 全程与两极组合式调速器

这种调速器兼有全程与两极调速器的功能,适用于工程车辆,如带起重机和搅拌机的汽车、扫雪车和油罐车等有作业和行驶双重任务的车辆,它们在行驶时采用两极调速以达到省力与反应快捷的目的,作业时则采用全程调速,以保证工作稳定、可靠。

7.2 调速器的工作原理、性能指标与静力计算

7.2.1 柴油机的调速特性和离心式调速器的工作原理

柴油机装上调速器以后，在运行过程中其喷油泵的齿杆位置不再像在台架上做速度特性那样固定不动，而是随转速变化作相应的移动，这时若以转速 n 为横坐标，以齿杆位移 S 、柴油机输出扭矩 T_{iq} (或平均有效压力以及功率等其他反映柴油机动力性能的指标) 为纵坐标绘制的曲线，就称为调速特性，它实际上就是柴油机带调速器工作时的速度特性，其特点是在调速器起作用的范围，扭矩 T_{iq} 或油泵齿杆位移 S 随转速的升高而陡降，形成了急速下降 (但不是完全垂直) 的斜线族。最常见的全程调速器和两极调速器的调速特性分别如图 7-3a 和图 7-4a 所示。

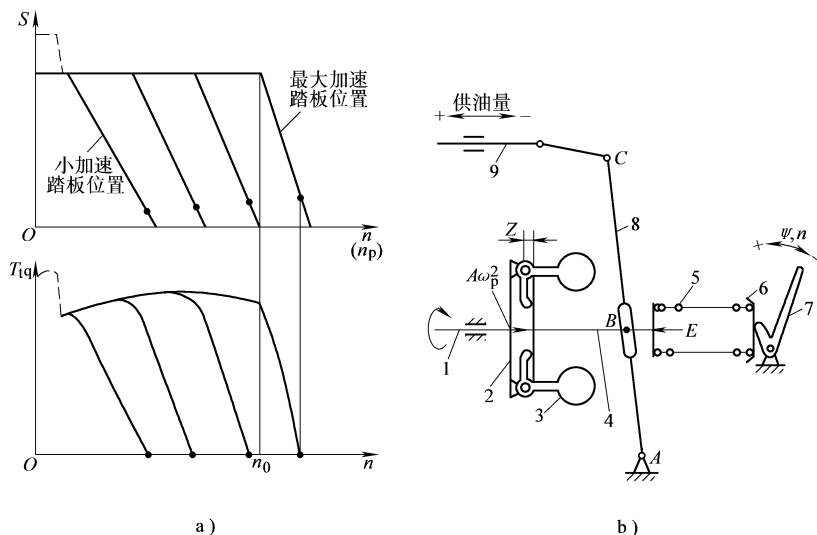


图 7-3 全程调速器的调速模式和工作原理

a) 调速模式 b) 工作原理

1—喷油泵凸轮轴 2—飞锤支架 3—飞锤 4—滑套 5—调速弹簧
6—弹簧座 7—操纵杆 8—摇杆 9—喷油泵齿杆

在如图 7-3a 和图 7-4a 所示的调速器调速特性中，上图是油泵齿杆位置 S 随转速的变化规律；下图是柴油机扭矩 T_{iq} 随转速 n 的变化规律。由于柴油机发出的扭矩或功率在很大程度上取决于喷油泵的齿杆位移，因此 $T_{iq}-n$ 曲线与 $S-n$ 曲线总的变化趋势是相似的。另外，在 $S-n$ 曲线上虚线表示起动时的齿杆位置 (起动加浓)，黑点表示柴油机空转时的齿杆位置，它们与 $T_{iq}-n$ 曲线的黑点是相对应的，但在调速特性的位置上有一定差异，这是因为柴油机不论在高速与低速空转 (即怠速) 工况运行时，均不对外做功，即扭矩或功率输出为零，因此 $T_{iq}-n$ 曲线上的黑点位于横坐标轴上，表示 $T_{iq} = 0$ ，而 $S-n$ 曲线上的黑点则位于调速特性的斜线上比较靠下方的位置上，表示油泵齿杆仍有一定的位移，即喷油泵仍需提供一定的油量以克服机械摩擦损失来保证柴油机的无载运行 (空转)。

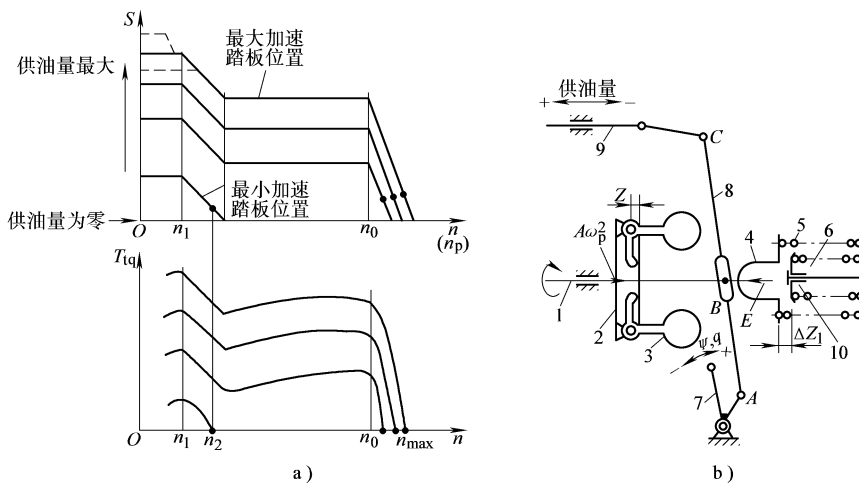


图 7-4 两极调速器的调速模式和工作原理

a) 调速模式 b) 工作原理

 1—喷油泵凸轮轴 2—飞锤支架 3—飞锤 4—滑套 5—怠速弹簧
 6—限速弹簧 7—操纵杆 8—摇杆 9—喷油泵齿杆 10—限速弹簧座

以下简要介绍离心式调速器的工作原理，并在此基础上说明全程调速器和两极调速器调速特性曲线明显不同的原因。图 7-3b 和图 7-4b 分别表示了两种调速器简化后的结构，它们的工作原理如下：飞锤 3 在离心力作用下有向外张开的趋势，并通过飞锤爪推动滑套 4 向右压在调速器弹簧（对于全程调速器为调速弹簧 5，对于两极调速器为怠速弹簧 5 和限速弹簧 6）上，将由飞锤转换到调速器滑套筒上的轴向分力称为支持力 F ，其值为

$$F = A\omega_p^2 \propto n_p^2 \quad (7-1)$$

式中， ω_p 为飞锤的角速度，正比于油泵的转速 n_p 或柴油机的转速 n ； A 为惯性力系数，它与飞锤的质量、质心回转半径、飞锤爪形状与尺寸等有关，对于具体的飞锤而言， A 不仅与飞锤的大小与尺寸有关，而且也随滑套位置 Z 而改变，因为 Z 不同则质心的回转半径也不同，飞锤与爪的力臂比也有变化，所以支持力 F 又可表示为

$$F = A\omega_p^2 = f_1(Z, n_p) \quad (7-2)$$

在柴油机稳定工作时，作用在调速器套筒上的飞锤支持力 F 应当与调速弹簧的恢复力 E 相平衡，而

$$E = E_0 + KZ = f_2(Z, E_0) \quad (7-3)$$

式中， E_0 为弹簧的预紧力； K 为弹簧的刚度； Z 为调速器滑套的位移。

令式(7-1)和式(7-3)相等，即

$$A\omega_p^2 = E = E_0 + KZ \quad (7-4)$$

移项后有

$$Z = \frac{A\omega_p^2 - E_0}{K} \quad (7-5)$$

式(7-5)表明，调速器套筒位移 Z 与飞锤角速度 ω_p （正比于柴油机转速 n ）、惯性力系数 A 、调速器弹簧预紧力 E_0 和刚度 K 等因素有关，而且随 $A\omega_p^2$ 的增加而增加，随 E_0 和 K 的增加而减小，这也就表明支持力 F 有使套筒位移增加，而恢复力 E 有使套筒位移减小的趋势，

在任一稳定工况下,两者均应保持平衡,这时为了保证套筒位置的稳定,在调速器结构设计与参数选择上必须满足恢复力曲线族 $E = E_0 + KZ = f_2(Z, E_0)$ 与支持力曲线族 $F = A\omega_p^2 = f_1(Z, n_p)$ 在它们每个交点上,前者的斜率均大于后者。例如,图 7-5a 表示了其中一对曲线的相互关系,这时套筒处于平衡位置 Z_0 ,如果由于某一原因(如振动等)使套筒偏离平衡位置 ($\pm \Delta Z$),由于 $E = E_0 + kZ = f_2(Z, E_0)$ 的斜率在平衡点处大于 $F = A\omega_p^2 = f_1(Z, n_p)$ 曲线,因此当 $Z = Z_0 + \Delta Z$ 时, $E > F$,套筒在弹簧恢复力作用下向左回到平衡位置,而当 $Z = Z_0 - \Delta Z$ 时, $F > E$,套筒又在飞锤支持力作用下向右回到平衡位置,从而保持了套筒位置的稳定,反之若 $E = f_2(Z, E_0)$ 曲线的斜率小于 $F = f_1(Z, n_p)$ 曲线,则整个系统不可能稳定。

调速器的工作原理则可以根据图 7-5b,并参考图 7-3b 和图 7-4b 加以说明,其中图 7-5b

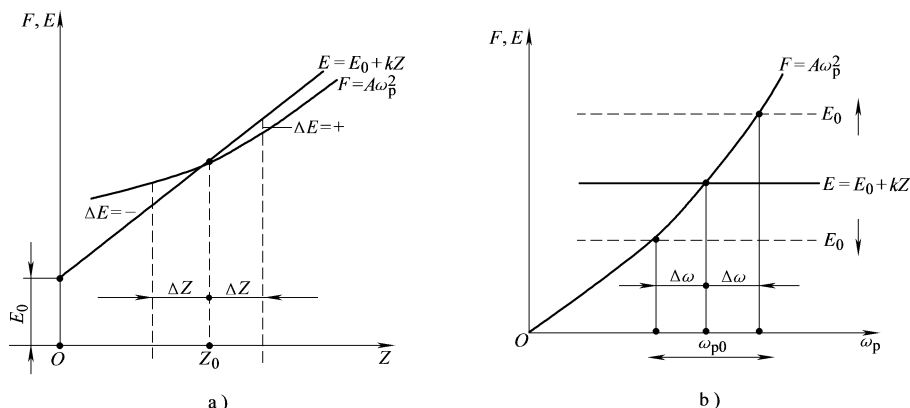


图 7-5 离心式调速器稳定工作的条件和调速原理

a) 调速器稳定工作的条件 b) 调速器的调速原理

表示的是支持力 F 和恢复力 E 随调速器角速度 ω_p (正比于喷油泵转速 n_p 或柴油机转速 n) 的变化规律,这里 $F = f(\omega_p)$ 应为一条斜率随惯性系数 A 而变的上升曲线(若 $A = \text{const}$,则为抛物线,而且飞锤质心位置随 ω_p 增加略有改变), E 则为不受 ω_p 影响的水平线,故在两条曲线的交点处,前者(F 曲线)的斜率始终大于后者(E 水平线),假定柴油机在图上两条线的交点处以 ω_{p0} 稳定运行,若转速因负荷波动而略有改变,离心式调速器的调速机构即会作出相应的反应,以图 7-3b 所示的全程式调速器为例,若转速略有增加,飞锤向外张开,其支持力 F 将大于弹簧的恢复力 E ,并推动调速器套筒向右(Z 增加)方向移动,使摇杆 8 以 A 为支点向顺时针方向转动,并带动喷油泵齿杆 9 向油量减小(S 减小)方向移动,使柴油机和调速器转速再降至平衡点 ω_{p0} 的位置;反之,若转速略有减小,弹簧恢复力 E 大于飞锤支持力 F ,并推动调速器套筒向左(Z 减小)方向移动,并通过摇杆使齿杆向供油量增加(S 增大)方向移动,也使转速再升至平衡点 ω_{p0} 的位置,从而保证了柴油机工作的稳定。

在全程调速器(图 7-3b)中,驾驶员系通过操纵杆 7 改变弹簧的预紧力 E_0 ,使图 7-5b 所示的恢复力 $E = E_0 + kZ$ 线向上或向下平行移动与支持力 $F = A\omega_p^2$ 线产生新的交点,这就改变了调速器起作用的转速,也使套筒处于一个新的平衡位置,从而对应每一个操纵杆的位置(ψ),就会出现一条与其起作用转速相对应的调速特性,呈现了如图 7-3a 所示的在全部转速范围内的斜线族;而在两极调速器(图 7-4b)中,怠速弹簧 5 与限速弹簧 6 的预紧力均是不变的且不受操纵杆 7 的影响,但两者刚度差别很大(限速弹簧的刚度要大得多),因此调

调速器分别在低速范围和高速范围起作用,在图 7-4a 所示低速范围($n_1 - n_2$)内只有怠速弹簧起作用,以维持怠速的稳定,在该图所示的高速范围($n_0 - n_{\max}$)内,则由怠速和限速弹簧共同起作用,以防止柴油机超速,而在广大($n_2 - n_0$)中间转速(相当于如图 7-4b 所示的套筒位移 ΔZ_1)范围内,调速器不起作用,驾驶员可以通过操纵杆 7 使摇杆 8 围绕中间支点 B 旋转,直接拉动齿杆 9,以达到迅速改变柴油机负荷的目的,形成了如图 7-4a 所示的分别位于高速范围和低速范围内的两组斜线族,而广大中间转速范围内整条 $S-n$ 曲线或 $T_{iq}-n$ 曲线的上下移动,则是直接通过驾驶人员的操纵来实现的。

为了进一步说明全程与两极调速器工作特性的区别,图 7-6 对比了两种调速器在柴油机转速与负荷变化时喷油泵齿杆的变化历程:由图 7-6a 可见,当工况从 A 点变化到 B 点时,全程调速器齿杆首先从 A 点沿调速特性运行到最大齿杆位移线(相当于柴油机外特性)上,再转到目标工况点 B ,是一条折线,而两极调速器在此转速范围内调速器不起作用(图 7-6b)喷油泵齿杆是在操纵杆的作用下,直接从 A 点过渡到 B 点,两者路径不同,消耗的时间也不同,因此对于转速与负荷变化较大的车用柴油机而言,应当采用反应时间快,加速性能好的两极调速器;而对于在全部转速范围内均要求转速自

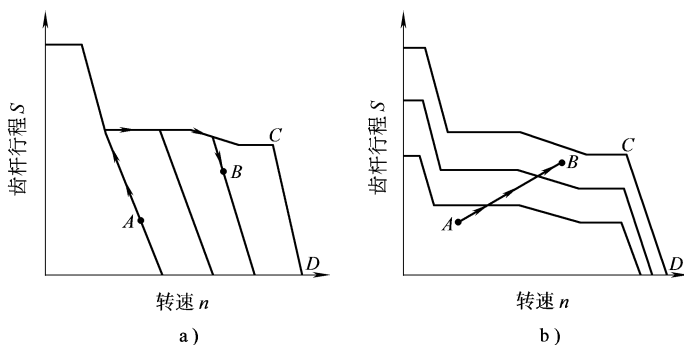


图 7-6 全程调速器与两极调速器工作特性的比较

a) 全程调速器 b) 两极调速器

动稳定的拖拉机、工程机械与重型载重车辆而言,则应采用全程调速器。

以上只是在大大简化了结构的基础上,按静力学平衡的原理对离心式调速器的基本调速功能作了简要分析,而实际调速器结构比图 7-3b 和图 7-4b 所示的要复杂得多,除了基本调速功能外,还应能有起动加浓、外特性校正和增压补偿等一系列附加功能,而且整个调速系统是由飞锤、杆系与弹簧组成的惯性-弹性系统,即使在稳定工况下,调速器齿条拉杆亦会产生微小的抖动,当负荷急剧变化时,转速更会产生较大的波动,调速器飞锤、套筒、弹簧、拉杆以至齿条拉杆均要经历一个从偏离平衡位置再以逐渐衰减振动的方式恢复到新的平衡位置的动态过程,因此调速器的设计是一项十分艰巨与复杂的工作,不仅要有周密的理论分析与计算,更要进行细致的匹配试验,才能保证调速器稳定、可靠的工作。

7.2.2 调速器的性能指标

通常,评价调速器的工作性能指标有以下几项。

1. 调速率

调速率是评价调速器工作质量的重要指标,视运行工况不同,又可分为稳态调速率与瞬态调速率两种。

稳态调速率,又称转速变化率,可以从柴油机调速特性上方便求得。例如,在如图 7-7 所示的采用全程调速器的柴油机外特性上,当调速器起作用时,其上任何一点(如 A 、 B 、 C 等)均对应着一条代表调速特性的斜线(理论上为一条直线)和一个有阴影线的三角形区域,

当扭矩由外特性上的各点沿斜线降至与横坐标的交点时,表示柴油机扭矩由全负荷工况降至“空转”时的零负荷工况,根据前述离心式调速器的工作原理,扭矩和与此相应的喷油泵供油量或齿条的位置的减小是由于调速器飞锤在转速增加时,从原有平衡位置张开至新的平衡位置实现的,因此相应的空转转速也必然略高于原来带负荷时的转速,即有 $n_2 > n_1$ 、 $n_4 > n_3$ 、 $n_6 > n_5$,而这些转速差与原有转速(即 n_1 、 n_3 和 n_5)的比值,就称为调速率 δ ,由图可见, A、B、C 各点均有各自的调速率,而且在转速差别不大的情况下,由于原有转速处于计算式的分母上,低转速(图中的 B 点和 C 点)时的调速率显然大于高转速(图中 A 点)时的调速率,为了评价方便,选定标定转速下的调速率作为比较标准,为了区别于以下还要讲到的瞬态调速率 δ_2 ,将稳态调速率符号写作 δ_1 ,假设图中的 A 点就是标定点,则有

$$\delta_1 = \frac{n_2 - n_1}{n_1} = \frac{n_{\max} - n_n}{n_n} \times 100\% \quad (7-6)$$

式中, $n_n = n_1$, 为柴油机的标定转速; $n_{\max} = n_2$, 为柴油机从标定工况卸去负荷以后的最高空转转速,即最高稳定转速。

稳态调速率主要决定于调速器的结构和工作性能,特别是飞锤(质量和旋转半径)与弹簧(刚度)之间的匹配。例如当其他条件不变时,调速弹簧刚度加大,由于克服恢复力 E 所需的支持力 F (式 7-2)增加,飞锤只有加大张开的角度才能达到新的平衡点,这就导致代表调速特性的斜线的倾斜角度加大,调速率增加(图 7-7 中的虚线和 n'_2),反之则调速率减小。分析表明,调速率大表示调速器工作的稳定性(指恢复至平衡位置的能力)较好,但柴油机转速波动范围扩大,反之调速率小,则柴油机转速波动范围小(图 7-8)。通常,对于农业排灌等固定动力及拖拉机用的柴油机,要求 $\delta_1 \leq 8\%$; 对于汽车用柴油机, $\delta_1 \leq 10\%$; 对于交流发电机组及联合收割机用柴油机要求高一些,希望 $\delta_1 \leq 5\%$; 对于工程机械用柴油机, δ_1 在 $8\% \sim 12\%$ 之间。

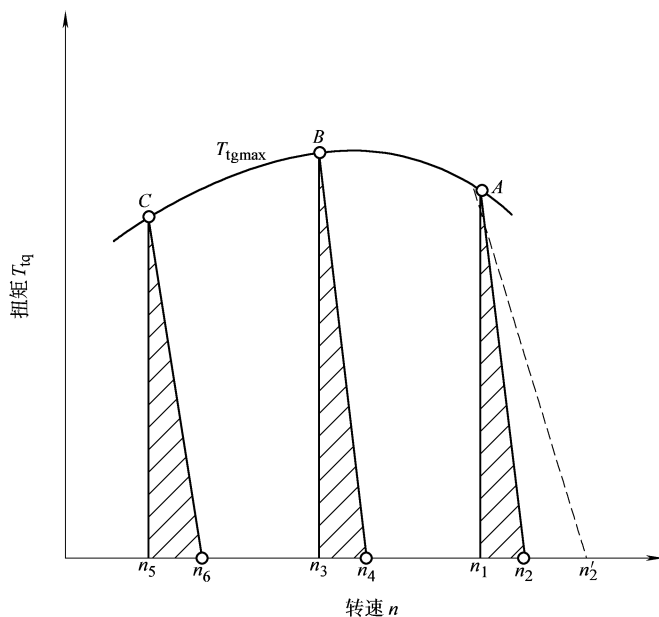


图 7-7 柴油机的调速特性与稳态调速率

此外,还应当指出,离心式调速器工作是基于其飞锤与弹簧平衡的工作原理来实现的,故不可能实现 $\delta_1 = 0$ 的恒速调速,即图 7-7 中的调速特性线不可能垂直向下以保持标定转速不变,这种功能只有在复杂得多的液压或电子调速器中才能实现。

瞬态调速率是评定柴油机过渡过程的指标,它反映了突卸负荷时柴油机转速的波动情况,其表达式虽与稳态调速率相似,但影响因素与测量方法要比稳态调速率复杂得多。通常,稳态调速率可以在制取调速特性时得到,有时也可以在油泵试验台上根据齿条运动的规

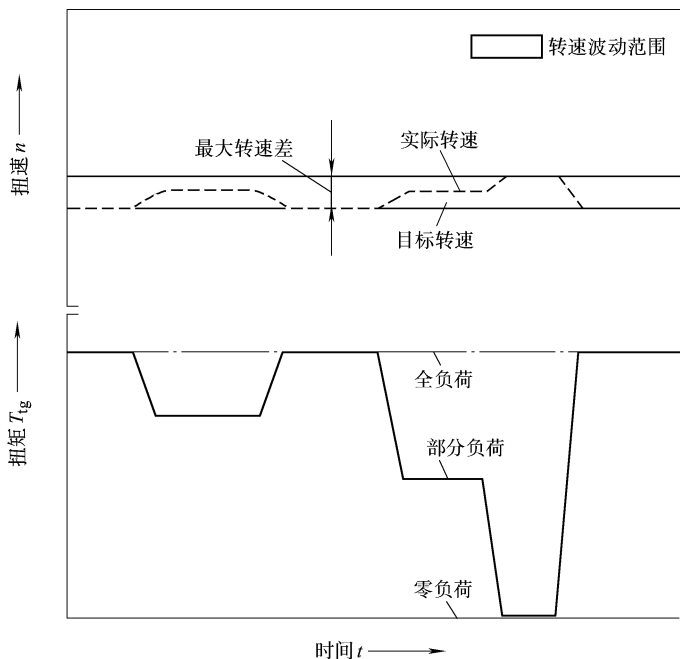


图 7-8 柴油机转速波动与扭矩变化之间的对应关系

律来确定，而瞬态调速率不仅与调速器性能有关，还受到柴油机运动零件（如飞轮等）转动惯量的影响，试验时需在标定

工况下，突然卸去柴油机负荷，测取其转速 n 随时间 t 的变化规律，其结果如图 7-9 所示。由图 7-9 可见，突卸负荷时，柴油机转速从标定转速 n_1 陡升至最高瞬时转速 n_3 ，在经历过一段过渡时间 t_n 后，才稳定在最高稳定转速 n_2 ， n_3 不仅大于 n_2 ，而且在向 n_2 的过渡时也经历着一个振幅逐渐衰减的动态过程。由此定义瞬态调速率为

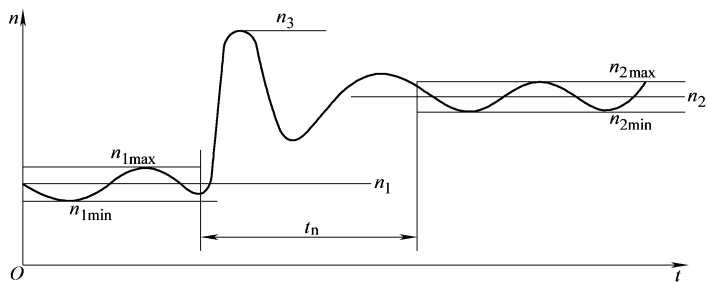


图 7-9 柴油机在突卸负荷时的转速变化过程

$$\delta_2 = \frac{n_3 - n_1}{n_1} = \frac{n'_{\max} - n_n}{n_n} \times 100\% \quad (7-7)$$

式中， $n_n = n_1$ 为突卸负荷前柴油机的标定转速； $n'_{\max} = n_3$ 为突卸负荷时柴油机的最高瞬时转速。

一般情况下，瞬态调速率应为 $\delta_2 \leq 12\%$ ，过渡时间 $t_n = 5 \sim 10\text{s}$ ；对发电用的柴油机，要求 δ_2 在 $5\% \sim 10\%$ 之间， $t_n = 3 \sim 5\text{s}$ 。

此外，由图 7-9 可见，测取瞬态调速率时，也可同时根据图上的 n_1 和 n_2 按式 (7-6) 计算稳态调速率。

2. 不灵敏度

调速器在工作时, 由于调速系统中有摩擦存在, 需要有一定的力来克服摩擦, 才能移动油量调节机构。不论柴油机转速增加或减少, 调速器都不会立即作出改变循环供油量的反应, 因为机构中的摩擦力阻止着调速器滑套的运动。例如, 在图 7-10 中, 若调速器在转速 n (角速度 ω_p) 稳定工作, 此时杆系各元件无相对运动, 即无摩擦力, 故能满足式 (7-4) 所示的 $A\omega_p^2 = E$ 的平衡关系。调速特性理论上应按图上中间经过点 n 的 S - n 曲线进行, 但是由于有摩擦力存在, 当 n 上升时, 由于杆系有向某一方移动的趋势, 产生了换算到滑套的总摩擦力 f , 只有转速升高到 n' (ω'_p), 支持力能克服弹簧力及摩擦力之合力, 即达到 $A\omega_p'^2 = E + f$ 时, 才能使滑套开始向减油的方向移动。反之, n 下降时, f 力方向相反, 只有转速降低到 n'' (ω''_p), 恢复力才可克服支持力及摩擦力之合力, 即 $E = A\omega_p''^2 + f$ (或 $A\omega_p''^2 = E - f$) 时, 才能使滑套向加油方向移动。

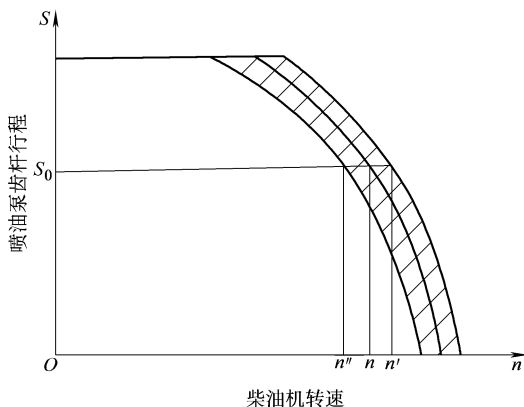


图 7-10 调速器的不灵敏区

这样, 理论上以调速特性为中心, 有一个转速的不敏感区, 即图上以剖面线所画的阴影区, 在这个区域内调速器不起作用。

所谓调速器不灵敏度 ε 就是上述两个起作用的极限转速差 ($n' - n''$) 对柴油机平均转速 n 的比值, 即

$$\varepsilon = \frac{n' - n''}{n} = \frac{\omega_p' - \omega_p''}{\omega_p} \times 100\% \quad (7-8)$$

取 $\omega_p = (\omega_p' + \omega_p'')/2$ 代入式 (7-8), 得

$$\varepsilon = \frac{\omega_p'^2 - \omega_p''^2}{2\omega_p^2}$$

再将 $A\omega_p'^2 = E + f$, $A\omega_p''^2 = E - f$ 和 $A\omega_p^2 = E$ 代入上式并化简后, 得

$$\varepsilon = \frac{f}{E} = \frac{f}{A\omega_p^2} \quad (7-9)$$

式 (7-9) 表明, 调速器摩擦力越小, 不灵敏度 ε 也越小, 即调速器越灵敏, 同时, 人们也可能用增加飞锤质量 (加大 A) 和提高飞锤角速度 (增加 ω_p) 等方法来减小调速器的不灵敏度。

不灵敏度过大时, 会引起柴油机转速不稳, 使柴油机的实际调速率变大, 引起转速的波动, 在极端的情况下甚至会导致调速器失去作用, 使柴油机有产生飞车危险。另外, 低速时调速器飞锤的推动力小, 喷油泵齿杆 (或拉杆) 移动时的摩擦力增大, 结果使调速器不灵敏度显著地增加。一般规定 ε 在标定转速时不超过 1%, 最低转速时不超过 5%。

3. 转速波动率

转速波动率 ψ 是指内燃机在稳定运转时转速变化的程度, 即在负荷不变的运转条件下, 在

一定时间内测得最大转速 $n_{\max}$ 或最小转速 $n_{\min}$ (取其与平均转速绝对差值最大者为计算依据) 与该时间内的平均速度 n_m 之差除以平均转速, 并取绝对值的百分数计算, 即

$$\Psi = \left| \frac{n_{\max} (\text{或 } n_{\min}) - n_m}{n_m} \right| \times 100\% \quad (7-10)$$

为了便于比较, 一般测定标定功率时的转速波动率, 其值应小于等于 1%。

4. 调速器的工作能力

在离心式调速器中, 要使调速器滑套能够克服弹簧的作用力和摩擦力移动, 必须对它做功, 其能量来源于飞锤的旋转运动, 为此我们将调速器飞锤离心力转换到滑套上的支持力 $A\omega_p^2$ 沿滑套全程位移所做的功定义为调速器的工作能力, 即

$$W = \int_{Z_1}^{Z_2} A\omega_p^2 dZ \quad (7-11)$$

式中, Z_1 和 Z_2 分别为滑套的初始位置坐标和最大位置坐标。

显然, W 也代表了调速器克服摩擦力保持正常工作的能力。在给定 $(Z_2 - Z_1)$ 和 ω_p 的条件下, 通过加大惯性力系数 A , 如加大飞锤质量, 加大质心回转半径等, 可以提高调速器工作能力。因此工作能力 W 或支持力 $A\omega_p^2$ 就成为确定调速器系列和选用调速器的主要依据。

此外, 调速器的工作能力对其不灵敏度具有直接影响, 由式(7-9)可以看出, 若调速器工作能力即 $A\omega_p^2$ 太小, 则导致不灵敏度 ε 过大, 致使调速器对转速变化迟钝, 柴油机不易稳定工作, 为此只能依靠加大支持力, 提高调速器的工作能力, 才能使调速器在柴油机转速变化时, 作出迅速的响应, 保证柴油机转速波动限制在许可范围内。

由于调速器工作能力与角速度平方成正比, 随着油泵转速下降, 调速器工作能力会显著降低。因此, 在确定调速器工作能力时, 应兼顾高低速各种工况。

7.2.3 调速器的静力计算

调速器工作特性与调速器的结构和设计参数有关, 前已说明, 作为初步设计可以采用静力学计算, 进一步的研究则需进行动态过程的分析, 由于篇幅所限, 本书只介绍飞锤式调速器的静力计算方法。

在计算前, 先对调速器进行简化, 简化后的物理模型如图 7-11a 所示。尽管飞锤形状较为复杂, 但可把它作如下简化: 求出飞锤的质心, 把飞锤的质量集中在其质心处并置于无质量的 L 形杠杆的一端上, L 形杠杆能绕飞锤销中心 A 转动, 其另一端与调速套筒接触, 因此飞锤在离心力作用下, 可经 L 形杠杆推动调速套筒轴向移动, 调速套筒的另一端有等效的调速弹簧力作用, 等效调速弹簧是根据调速器调速弹簧的结构和位置尺寸, 将其作用力转化到调速套筒的轴向位置上的假想弹簧。计算中, 忽略运动件的摩擦力, 由于飞锤对称, 故飞锤重力对调速套筒的作用相互抵消。因此, 经简化后剩下的力只有两个, 即飞锤离心力 F_c (若再进一步换为套筒的轴向分力即为式(7-1)所示的飞锤支持力 F) 和等效弹簧的恢复力 F_E (即式(7-3)所示的 E)。柴油机转速一定时, 可算出 F_c 和 F_E 的数值。在 F_c 和 F_E 的综合作用下, 调速套筒处于某一轴向平衡位置 Z , 而调速套筒经杠杆与喷油泵齿杆连接, 因此可以通过相应的几何关系进一步计算出齿杆位移 S 随转速 n 的变化关系, 即调速器的工作特性或调速特性。

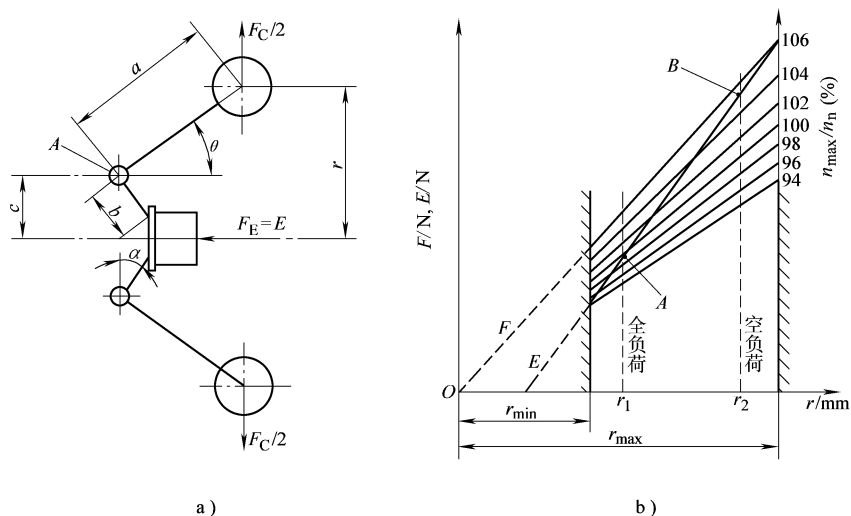


图 7-11 调速器的静力学计算

a) 简化模型 b) 静力学平衡图表

计算时离心力 F_c 可按式求得：

$$F_c = 0.001 M \omega_p^2 r \quad (7-12)$$

式中， F_c 为离心力(N)； M 为飞锤总质量(kg)； r 为飞锤质心旋转半径(mm)； ω_p 为调速器轴的角速度(rad/s)，它可由调速器转速求得。

弹簧恢复力 F_E 则与式(7-3)相同，即

$$F_E = E = E_0 + KZ \quad (7-13)$$

式中， K 为等效调速弹簧刚度(N/mm)； Z 为调速套筒位移(mm)； E_0 为等效调速弹簧预紧力(N)。

再按图 7-11a 求出飞锤质心径向位移与调速套筒位移的几何关系，由于设计调速器时，L 形杠杆臂的夹角一般取为 90° ，故有 $\alpha = \theta$ ，设飞锤处于合拢最内位置($r = r_{\min}$)时，调速套筒位移 $Z_0 = 0$ ，则飞锤径向位移 $\Delta r = r - r_{\min}$ 与相应调速套筒位移 Z 之间的关系，可按以下方法求出。

当转速不变时，对飞锤销中心 A 存在力矩平衡，有

$$F_c a \cos \theta = F_E b \cos \alpha$$

由于 $\alpha = \theta$ ，可得

$$F_E = \frac{a}{b} F_c \quad (7-14)$$

按虚位移原理，有

$$F_E Z = F_c \Delta r$$

将式(7-14)代入上式后，即得

$$\Delta r = \frac{a}{b} Z \quad (7-15)$$

式(7-14)中， $F_E = F_c a/b$ 即相当弹簧的恢复力 E ，也应等于飞锤离心力 F_c 转化到调速器套筒方向的支持力 F ，因为在稳定工况下，两者应当相等(参见式(7-4)和式(7-12))。由此可得



$$F = F_E = \frac{a}{b} F_c = 0.001 \frac{a}{b} M \omega_p^2 r = A \omega_p^2 \quad (7-16)$$

这样,也就求出了前面式(7-1)中的惯性力系数 $A = 0.001 Mra/b$,由此可见,它与飞锤质量 M 和飞锤质心的回转半径 r 有关。

为了对于调速器静力平衡有一个形象明确的概念,可以用图 7-11b 所示的静力学平衡图来加以说明。

对于不同转速,支持力 F 与飞锤半径 r 之间的关系是一组通过坐标原点的直线族。由于结构的限制, r 可能变化的范围只是 $r_{\min} \sim r_{\max}$ 。

为了把弹簧恢复力 $F_E = E$ 也画在同一图上,可将原为调速套筒位移 Z 函数的 E 转换成飞锤位移 $\Delta r = r - r_{\min}$ 的函数,即将式(7-15)代入式(7-13)后,可得

$$F_E = E = \frac{b}{a} K \Delta r + E_0 \quad (7-17)$$

式中, bK/a 为图 7-11b 中弹簧恢复力 E 曲线的斜率。调速器操纵杆位置改变,代表恢复力 E 的斜线在图中平行移动。例如,由调速器结构确定出全负荷和空负荷时最高转速的飞锤位置为 r_1 和 r_2 ,由式(7-15)也就确定了调速套筒位移 Z_1 和 Z_2 ,相应得出齿杆位移 S_1 和 S_2 (对应图 7-6 中的 C 点和 D 点)。如图 7-11b 所示,曲线 E 和曲线族 F 在 A 点 (全负荷) 和 B 点 (在空负荷) 相交,对照右边纵坐标轴上的 $n_{\max}/n_n$ 值,可查得调速器稳定调速率约为 5%。

7.3 直列式喷油泵调速器的典型结构

目前,国内中小功率柴油机仍广泛采用机械式即离心飞锤式调速器,除了各生产厂自己规定的产品型号以外,仍习惯采用国外大公司 (例如德国 Bosch 公司) 的名称和型号。

在 Bosch 公司推出的机械式调速器中,分为 RQ 与 RS 两大类 (图 7-12)。其中, RQ 系列调速器的飞锤尺寸较大,调速弹簧装在飞锤内部,又称为弹簧内装式或大飞块调速器; RS

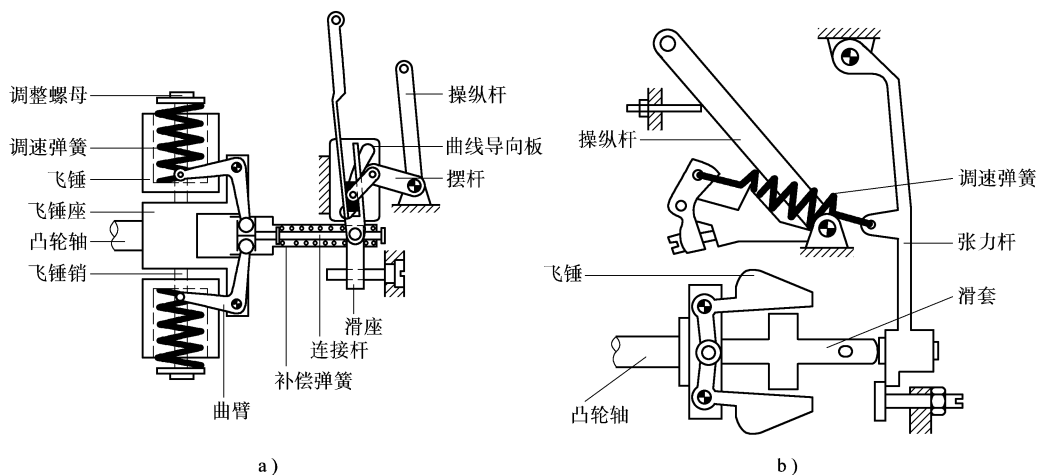


图 7-12 离心式调速器的结构形式

a) RQ 系列调速器 b) RS 系列调速器

系列调速器的飞锤尺寸较小，弹簧另外独立安装，飞锤离心力与弹簧力之间的力平衡，需经过一系列中间杠杆，因此又称为弹簧外装式或杠杆式调速器。

与 RS 系列的调速器相比，RQ 系列调速器的优点是飞锤的尺寸与质量大，工作能力强，且调速弹簧和怠速弹簧均装在飞锤内部，飞锤离心力与弹簧力之间可不经杠杆传递而直接平衡，因此减少了系统内部的摩擦损失，提高了调速器的灵敏度与控制精度。此外，由于采用了可变杠杆比等结构措施，可以兼顾高低速性能要求并减小工作时的操纵力，但是，也正是由于其飞锤质量较大，调速器的转速不宜过高，因此 RQ 系列调速器适于应用在转速相对较低(一般不超过 2500r/min)的重型载重车辆与大型工程机械柴油机上，而转速相对较高(3000r/min 左右)的轻型载重用柴油机则倾向采用 RS 系列调速器，至于用于轿车柴油机的分配泵，由于转速更高(超过 4000r/min)且结构十分紧凑，内部安装调速器的空间很小，故只能采用飞锤较小的杠杆式调速器。

调速器种类繁多，即便在同一系列中，亦因功能与结构特点不同而有好几种型号，例如表 7-1 所示即为 Bosch 公司提供的用于直列泵的机械式调速器的型号、结构特点以及与喷油泵的配套情况。除了德国的 Bosch 公司以外，英国的 CAV 公司也曾为其直列泵系列开发了离心元件为飞球的机械式调速器，我国的 I、II、III 号泵调速器亦采用了与此类似的结构，但因飞球结构的调速性能不及飞锤稳定，故目前已很少采用。此外，日本的杰克赛尔(ZEX-EL)公司也曾在 RSV 调速器的基础上开发出 RAD 两极与 RFD 全程与两极组合式调速器，等等。由于篇幅限制，本书只介绍目前常用的几种典型调速器结构。

表 7-1 Bosch 公司用于直列式喷油泵的机械式调速器分类

型 号	功能与结构特点	配套喷油泵型号	油量校正方式
RQ	两极	A、MW、P	正校正
RQ	单极(发电用)	A、MW、P	无校正
RQV	全程	A、MW、P	正校正
RQVK	全程	A、MW、P	正/负校正
RQU	两极	ZW、P9、P10	正校正
RQUV	全程	ZW、P9、P10	正校正
RS	两极	A、MW、P	正校正
RSF	两极	M	正/负校正
RSV	全程	A、M、MW、P	正校正
RSUV	全程	P	正校正

7.3.1 RQ 两极调速器

图 7-13 为 RQ 两极调速器的立体结构图，图 7-14 所示为其机构简图。

由图 7-14(参见图 7-13)可见，飞锤 17 在喷油泵凸轮轴 18 的驱动下旋转，在实际结构中，飞锤装在飞锤座 14 上，而在凸轮轴驱动盘与飞锤座之间还嵌装着几块减振橡胶块(图中未示出)，以吸收扭矩传递过程中的振动与冲击力，从而减轻传动路径中相关零部件的冲击载

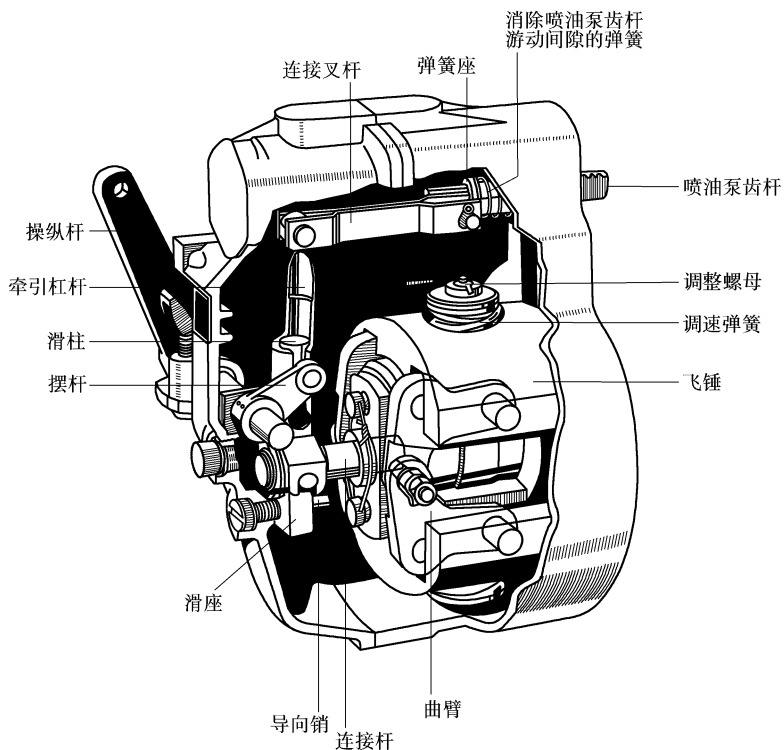


图 7-13 RQ 两极调速器的立体结构图

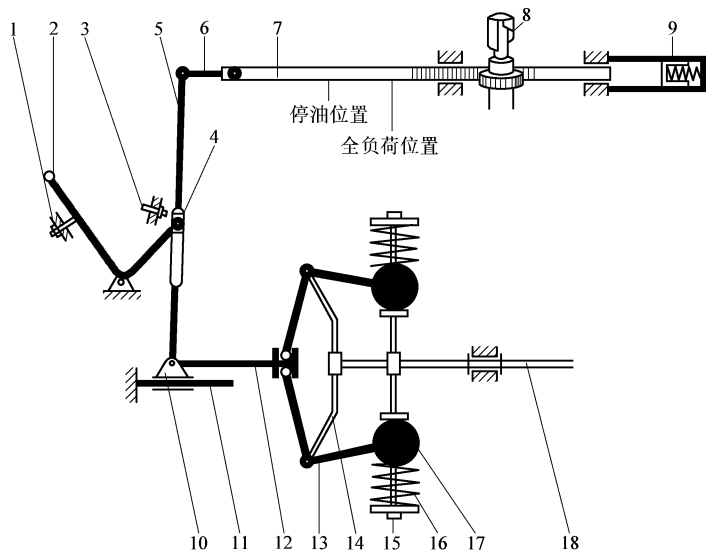


图 7-14 RQ 两极调速器的机构简图

- 1—停车挡块 2—操纵杆 3—全负荷挡块 4—滑柱 5—牵引杠杆
6—连接叉杆 7—喷油泵齿杆 8—喷油泵柱塞 9—弹性触止
(起动油量限制) 10—滑座 11—导向销 12—连接杆 13—曲臂
14—飞锤座 15—调整螺母 16—调速弹簧 17—飞锤 18—喷油泵凸轮轴

荷。当转速增加时,飞锤即在离心力的作用下克服调速弹簧 16 的压紧力向外张开,飞锤的径向运动通过曲臂 13 转变为连接杆 12 的轴向移动,连接杆与滑座 10 相连,滑座孔又套在固定在壳体上的导向销 11 上,因此滑座 10 只能随连接杆 12 作轴向运动,而控制油量的牵引杠杆 5 下端即铰接在此滑座上,牵引杠杆上端通过连接叉杆 6 与喷油泵齿杆 7 相连,牵引杠杆中部滑槽内的滑柱 4 则构成操纵杆 2 的铰接点。这样,当操纵杆 2(受驾驶员的踏板控制)位置固定时,因飞锤向外张开产生的径向运动,在转变为连接杆 12 与滑座 10 向右的轴向运动后,将会使牵引杠杆 5 以中间滑柱 4 为支点向逆时针方向旋转,其上端即通过连接叉杆 6 拉动喷油泵齿杆 7 向左,即向减少供油量方向移动。反之,若转速降低,则飞锤在调速弹簧作用下,向内收拢,连接杆与滑座遂向左移动,使牵引杠杆 5 向顺时针方向旋转,推动喷油泵齿杆向右,即向增加供油量方向移动;此外,当驾驶或操纵人员通过踏板或其他联动机构使操纵杆 2 在停车挡块 1 与全负荷挡块 3 之间转动时,牵引杠杆 5 则改由下部滑座 10 上的铰链为支点摆动,从而直接拉动喷油泵齿杆 7,以达到增加或减少供油量的目的。

在 RQ 两极调速器的飞锤中,同心地安装了 3 组弹簧(图 7-15a),外弹簧为怠速弹簧 4,安装在飞锤 5 的底平面与外弹簧座 2 之间,内弹簧为两个同心安置(防止共振并优化弹簧特性)的调速弹簧组(对两极调速器又可称为限速弹簧)3,安装在外弹簧座 2 与内弹簧座 9 之间,由于调速弹簧的刚度和预紧力要比怠速弹簧大许多,使得飞锤在压缩怠速弹簧走完怠速行程 a 以后(图 7-15a),在广大中间转速内一直压在内弹簧座和调速弹簧上不再向外移动,直至转速提高至标定转速,飞锤离心力增大到能克服调速弹簧(严格说是包括怠速弹簧在内的 3 组弹簧)的压紧力时,飞锤才能继续向外张开起调速作用,因此, RQ 两极调速器只控制怠速与标定转速,中间转速范围则由驾驶人员直接控制。

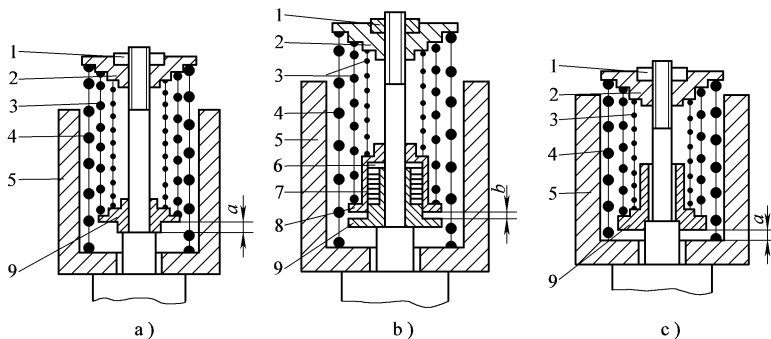


图 7-15 RQ 系列调速器飞锤内弹簧布置图

a) RQ 两极调速器(不带油量校正) b) RQ 两极调速器
(带油量校正) c) RQV 或 RQV-K 全程调速器

1—调整螺母 2—外弹簧座 3—调速弹簧组 4—怠速弹簧 5—飞锤 6—垫片
7—校正弹簧 8—校正弹簧座 9—内弹簧座 a—怠速行程 b—校正行程

RQ 两极调速器的工作原理如图 7-16 所示。图 7-16a 所示为冷起动工况,起动油量是通过将操纵杆压向全负荷挡块来实现的,这时喷油泵齿杆压缩弹性触止,达到图中最右端的位置,致使起动油量通常要高出全负荷供油量的 30%~50%,从而保证柴油机在冷机状态下顺利起动,但如果柴油机已处于热机状态,则操纵杆无需放置在最大供油位置,而且不论在何种状态(冷态或热态),一旦柴油机起动后即应迅速使操纵杆退回至怠速位置,以防止喷油

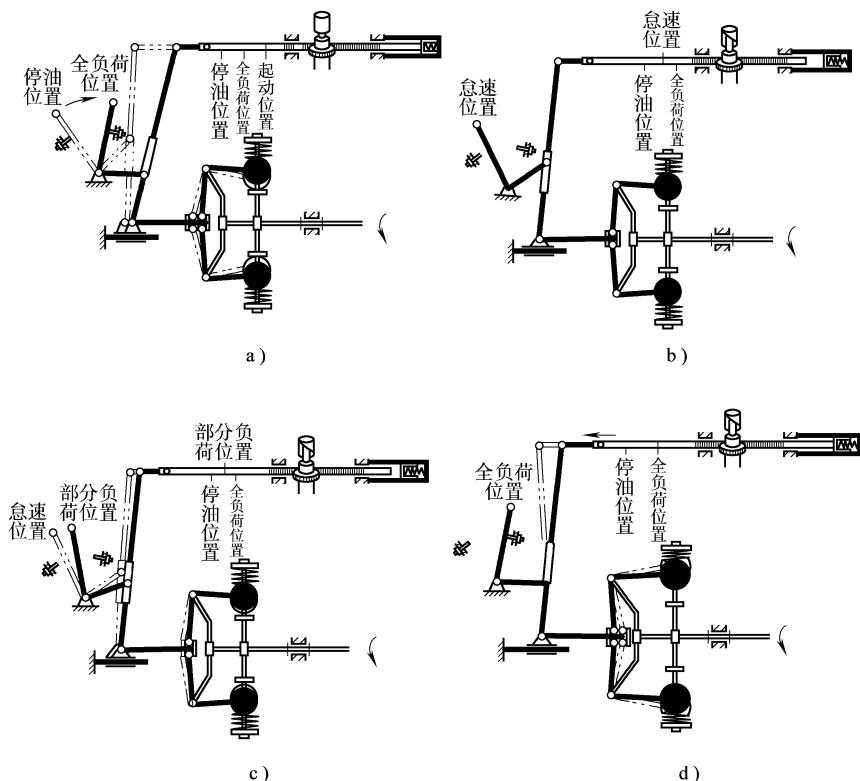


图 7-16 RQ 两极调速器的工作原理图

a) 冷起动工况 b) 怠速工况 c) 部分负荷工况 d) 全负荷工况

过多，造成大量炭烟与微粒的排放；图 7-16b 所示为怠速工况，这时操纵杆已回到怠速位置，由于牵引杠杆的摆动支点随滑柱（图 7-14 中 4）向上移动，改变了杠杆比，增大了牵引杠杆绕滑柱中心转动的力矩，从而保证了在低速工况下飞锤的工作能力，使其能够压缩怠速弹簧并克服喷油泵齿杆运动时的摩擦阻力，完成怠速的调速作用，调速器杆系的具体结构与杠杆比变化的原理，见图 7-17；图 7-16c 所示为部分负荷工况，图 7-16d 所示为全负荷工况。由图可见，随着操纵杆从怠速位置推向部分负荷与全负荷方向，牵引杠杆的杠杆比也逐渐变化，但由于飞锤中调速弹簧的刚度和预紧力很大，飞锤在转速提高至压缩了怠速弹簧，克服了怠速行程后，一直压在调速弹簧上，调速器不再起作用，这时柴油机的负荷（即供油量）完全决定于操纵杆的位置，柴油机转速决定于扭矩与外界负荷的平衡，只有在油量进一步增大，转速提高至标定转速以后，飞锤才能进一步压缩调速弹簧向外张开，使喷油泵齿杆向减油方向移动，实现高速（即标定工况）的调速作用。

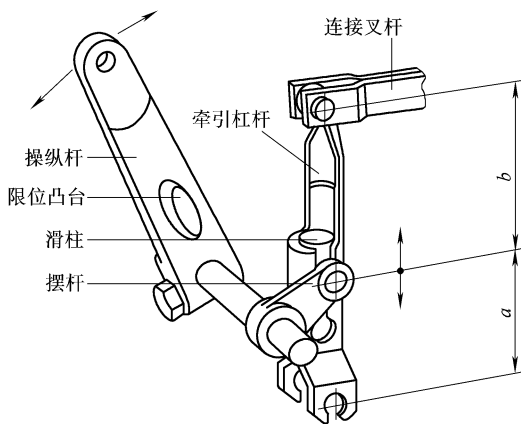


图 7-17 RQ 两极调速器杆系结构与杠杆比的变化情况

前已说明,调速器的特性是指喷油泵齿杆位移随柴油机转速变化的曲线。图 7-18a 所示为 RQ 两极调速器的特性曲线,由图可见,它只在怠速与最高转速范围内起调节作用,中间广大转速部分即图中相当于 $n_{L_{ui}} \sim n_{V_0}$ 的部分不起作用,图中, $n_{L_{ui}}$ 为怠速转速, n_{V_0} 为标定转速, n_{L_0} 为最高空转转速, n_1 为油量校正起始转速, n_2 为油量校正终止转速。

柴油机冷车起动时,驾驶员通过加速踏板使调速器操纵杆转至最大供油位置(图 7-16a),从而使喷油泵齿杆达到最大供油位置,即图 7-18a 中的点 A,柴油机起动后,驾驶人员放松加速踏板,使操纵杆回到怠速位置(图 7-16b)后,齿杆从点 A 经下降的斜线穿过全负荷点再经下降的虚线达到怠速运行线 BL,并稳定在 $n_{L_{ui}}$ 附近运转,当重新对车辆加速时,喷油泵齿杆则经上升的虚线,移向部分负荷与全负荷方向(图 7-16c 和 d),当转速增加至 n_1 时,调速器的油量校正开始,即在 $n_1 \sim n_2$ 范围内,油量随转速的增加略有下降,或者说油量随转速的减少而略有增加(即正校正),RQ 两极调速器校正装置也装在离心飞锤中,其结构如图 7-15b 所示,即在普通 RQ 飞锤基础上,再增加一个校正弹簧 7,而调速弹簧组 3 则支承在校正弹簧座 8 上,当转速达到 n_1 时,飞锤便在离心力的作用下开始压缩校正弹簧,实现油量齿杆移向减油方向的校正行程(图 7-15b 中 b)。

此外,为了克服柴油机本身的摩擦以及满足附件功率消耗的需要,即使在柴油机空载情况下,仍要消耗一定量的燃油,因此图 7-18 中滑行工况线(即图中接近水平的虚线)以上的齿杆位移均不可能达到零供油的位置,故图中柴油机的怠速转速 $n_{L_{ui}}$ 以及最高空转转速 n_{L_0} 均以调速特性与车辆滑行工况线的交点处计量。而当车辆下坡拖动柴油机时,喷油泵与调速器的最高转速 $n_{p_{max}}$ 实际上还略高于 n_{L_0} ,但由于两者差别不大,在一般调速特性图上并未标出。

前面也已说明,在柴油机台架试验中,当测功器负载完全卸去以后测取的转速即为最高空转转速,即图 7-18 中的 n_{L_0} 以及式(7-6)和图 7-7 以及图 7-9 中的 $n_2 = n_{max}$,当喷油泵供给柴油机的油量低于维持上述转速的油量时,柴油机就会熄火,因此这个转速又称为停机转

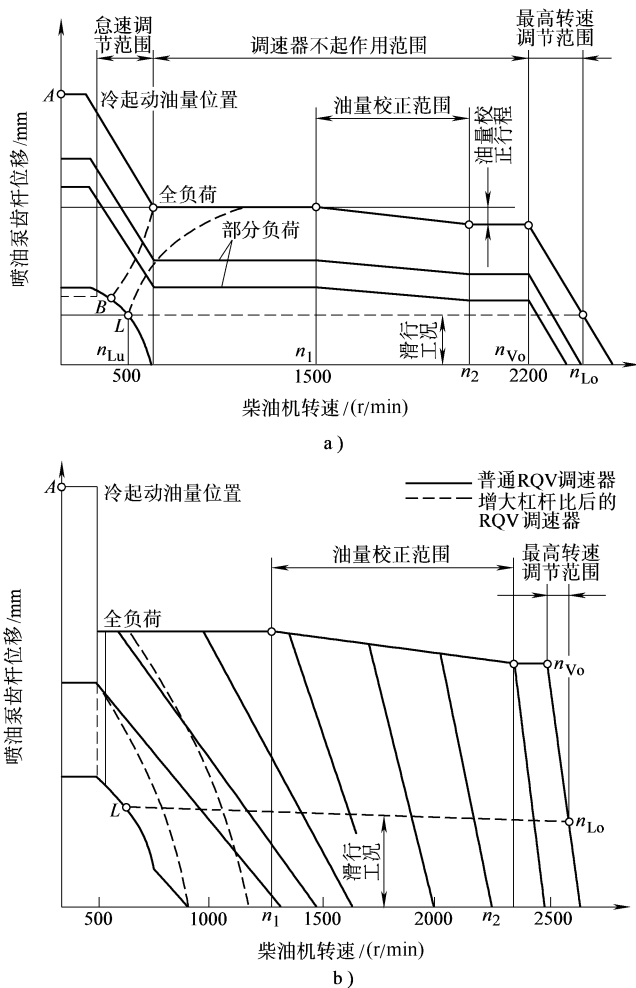


图 7-18 RQ 系列调速器的特性曲线
a) RQ 两极调速器 b) RQV 全程调速器

速,而使喷油泵完全停油的转速 n_{pmax} 则称为停油转速,它要略高于停机转速而且只能在油泵试验台上测得。

7.3.2 RQV 全程调速器

图 7-19 和图 7-20 所示分别为 RQV 全程调速器的立体结构图和机构简图,而其调速特性曲线则见图 7-18b。

对比图 7-18a 和图 7-18b 可见, RQV 全程调速器的特性曲线与 RQ 两极调速器不同的是,它在怠速至标定转速的全部范围内均起作用,因此, RQV 调速器尽管在主要结构与外观尺寸上与 RQ 调速器基本相同,但在结构细节上却有以下几点重要的区别(图 7-20)。

(1) RQV 调速器的怠速与调速弹簧尽管也同时安置在飞锤内(图 7-15c),但在压缩量、预紧力与刚度设计上,保证在怠速弹簧起作用即飞锤向外走完怠速行程 a 以后,调速弹簧即连续参加工作,以保证调速范围的连续性。

(2) 在图 7-20 中,操纵杆 1 与牵引杠杆 5 之间的联系通过类似于肘关节的摆杆 2 上的滑柱 4 来实现铰接的,此滑柱同时又嵌放在一个曲线导向板(即平面凸轮)3 的成形槽内,因此转动操纵杆并不能像 RQ 调速器那样,直接拉动喷油泵油量调节齿杆,而只是改变了牵引杠杆的转动支点在曲线导向板成形槽内的位置与杠杆比。

(3) 在飞锤机构与牵引杠杆滑座 11 之间的弹性连接杆 12 上装有可以承受拉压变形的补偿弹簧,它可以承受压缩与拉伸的变形,起动油量限制器 10 也不是 RQ 调速器那样的弹性触止,而是做成刚性触止的结构,在杠杆机构中又为喷油泵齿杆的移动增加了自动起作用的全负荷油量限制器(图 7-19 和图 7-20

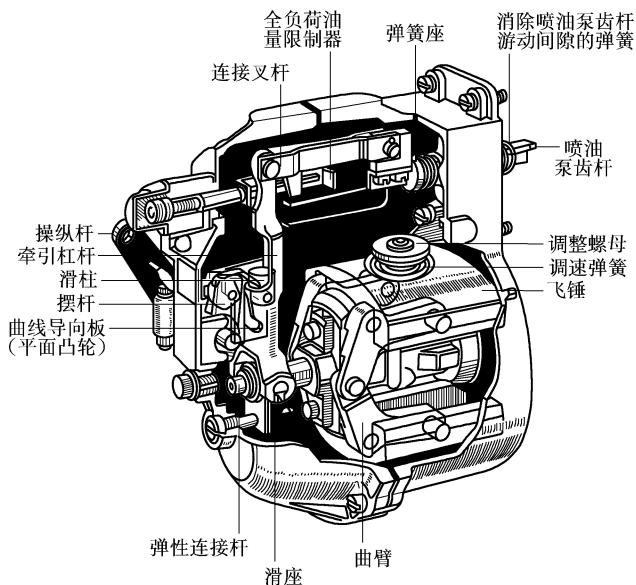


图 7-19 RQV 全程调速器的立体结构图

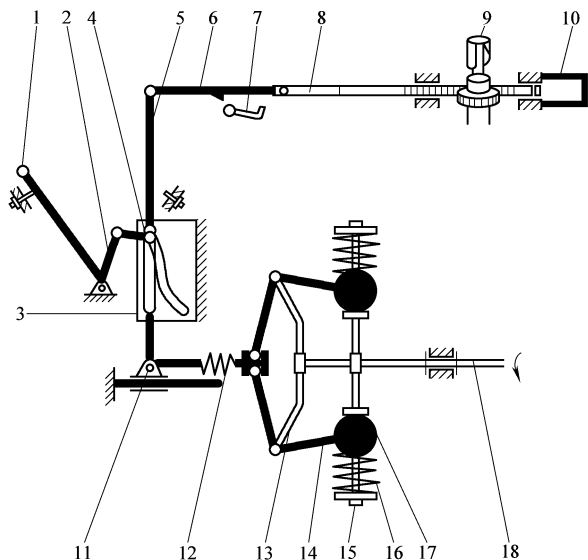


图 7-20 RQV 全程调速器的机构简图

1—操纵杆 2—摆杆 3—曲线导向板(平面凸轮) 4—滑柱 5—牵引杠杆 6—连接叉杆 7—全负荷油量限制器 8—喷油泵齿杆 9—喷油泵柱塞 10—起动油量限制器 11—滑座 12—弹性连接杆 13—飞锤座 14—曲臂 15—调整螺母 16—调速弹簧 17—飞锤 18—喷油泵凸轮轴

中7)，以限止连接叉杆与喷油泵齿杆的轴向移动。

由于以上三方面的有机结合与共同作用，使得操纵杆(即调速手柄)调定的每一个位置代表的不是负荷大小，而是相应的转速，从而实现了全程调速器的功能，其工作原理如图 7-21 所示。其中图 7-21a 所示为冷启动工况，这时操纵杆 1(图号见图 7-20,以下同)压向最高转速挡块，在杠杆的综合作用下，喷油泵齿杆 8 向右移动至与起动油量限制器(刚性触止)10 接触，达到起动供油位置；图 7-21b 所示为怠速工况，这时操纵杆退回至怠速位置，以飞锤中的怠速弹簧来控制油量的增减与转速的稳定，其工作情况与 RQ 调速器相似；图 7-21c 所示为部分负荷和中间转速工况，这时操纵杆从怠速位置向中高速方向(图中顺时针)方向旋转，牵引杠杆 5 的支点(滑柱)4 沿曲线导向板(即平面凸轮)3 再向右下方移动，牵引杠杆则以下端与滑座 11 的铰接点为支点向油量增大方向旋转，由于杠杆比逐渐增大，因而牵引杠杆上端即迅速将连接叉杆 6 压向全负荷油量限制器 10，致使喷油泵齿杆不能再向右运动，这时若操纵杆继续转动，牵引杠杆则转为以上端与连接叉杆的铰接点为支点，用下端推动滑座向右运动，并压缩弹性连接杆 12 上的补偿弹簧，操纵杆调定的转速越高(即向顺时针方向转得越多)，补偿弹簧受到的压缩也越大。而当飞锤在转速提高向外张开，通过滑座拉动牵引杠杆下端以实现减少油量功能时，必须首先先释放弹性连接杆上补偿弹簧的压缩量，迫使飞锤在张开角度更大，即调速弹簧压缩量与预紧力更大的范围内工作，从而间接地改变了调速弹簧预紧力，实现了全程调速的目的；图 7-21d 所示为全速全负荷工况，这时操纵杆置于最高转

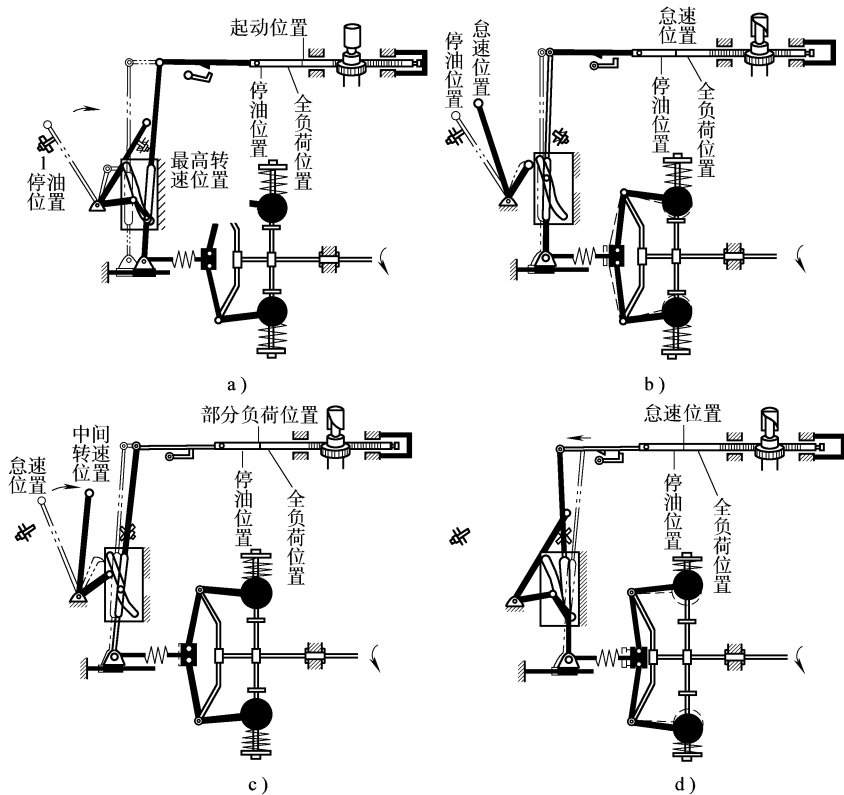


图 7-21 RQV 全程调速器工作原理图

a) 冷启动工况 b) 怠速工况 c) 部分负荷工况 d) 全速全负荷工况

速工况,当负荷减小转速增加时,飞锤17就克服调速弹簧16(严格讲还包括怠速弹簧)的压力向外张开,将喷油泵齿杆拉向减小供油的方向,实现全速全负荷工况下的调速功能。

由于RQV调速器内的怠速与调速弹簧是连续参加工作的,不可能再像RQ调速器那样,在飞锤内安装校正弹簧,因此包括正校正在内的各项功能,如适用于增压柴油机的负校正(LDA),海拔(大气压力)补偿(ADA)以及暖车起动油量限制(TAS)等,均通过专门的机构来控制喷油泵油量齿杆的运动,以实现相应的调节功能。

例如,如图7-22所示即为RQV调速器油量校正(正校正)的工作原理。这时校正弹簧1装在调速器壳体后方的弹簧座内,其自由端压在全负荷油量限制器(杆)尾部的法兰盘上,当操纵杆如图所示推至全速全负荷位置,连接叉杆上的凸起碰到全负荷油量限制器(即图7-20中的7)以后,如果柴油机转速因负荷增加而降低时,飞锤进一步收拢,其曲臂即能通过弹性连接杆3和杠杆系统的作用,使喷油泵齿杆和连接叉杆压缩校正弹簧继续向增大供油量方向移动(最大校正行程为 a),以实现调速器的正校正功能,表现在如图7-18b所示的调速特性上,就是在 $n_1 \sim n_2$ 的转速范围内,油量随转速减小而略有增加的正校正特性,当然为了完成准确和良好的校正作用,必须对校正弹簧1与弹性连接杆3的弹簧之间进行仔细的匹配。此外,为了使RQV调速器喷油泵齿杆在冷起动油量位置与全负荷油量位置之间实现自动转换,在RQV调速器的杠杆系统上应有相应的措施来保证,其结构如图7-23所示,即用附加的摇臂来控制全负荷油量限制器位置的高低,若柴油机处于停机位置,飞锤在调速弹簧和怠速弹簧作用下完全收拢,弹性连接杆向左压缩摇臂弹簧,并使摇臂以其支点为中心按顺时针方向旋转,因其上端卡在全负荷油量限制器的槽内,故将它压向下方,其情况如图7-23a所示,这样连接叉杆与喷油泵齿杆则不受全负荷限制器的阻挡而可以一直压向装在喷油泵另一端的刚性触止,即图7-20中的起动油量限制器10,从而保证在冷起动时,喷油泵能够供应比全负荷更多的油量;反之,当柴油机开始运转后,只要转速达到怠速转速后,飞锤即可克服怠速弹簧的作用向外少许张开,这样就使弹性连接杆略为向右移动,放松摇臂弹簧,致使摇臂在该弹簧作用下,向逆时针方向运转,从而抬高了全负荷油量限制器的位置,其情况如图7-23b所示,这时若驾驶员再将操纵杆压向全速全负荷位置,连接叉杆的运动就会受到全负荷油量限制器的阻挡,致使喷油泵齿杆只能移到全负荷位置,从而保证了柴油机的正常工作。

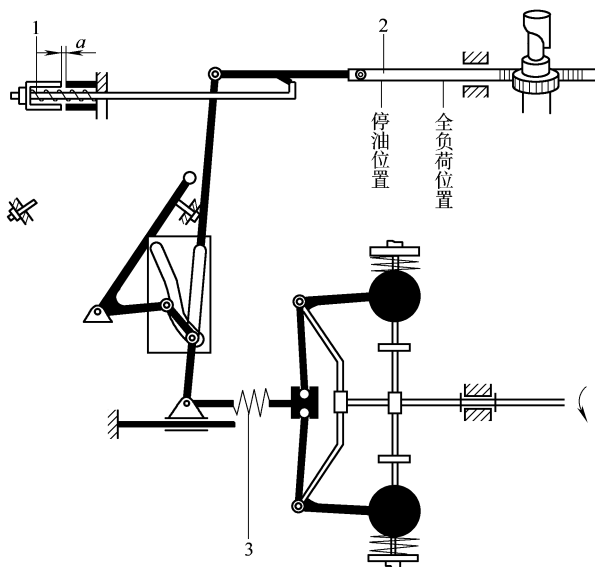


图 7-22 RQV 全程调速器油量校正的工作原理
1—校正弹簧 2—喷油泵齿杆 3—弹性连接杆 a—校正行程

7.3.3 RQV-K 全程调速器

图 7-24 和图 7-25 所示分别为 RQV-K 全程调速器的立体结构图和机构简图,图 7-26 所

示为其特性曲线图。

RQV-K 全程调速器是在 RQV 调速器基础上发展而成的，两者同为全程调速器，结构上也大同小异，但不同的是 RQV 调速器在调速特性全负荷曲线上只有正校正功能（图 7-18b），而 RQV-K 调速器除了正校正以外，还具有负校正，甚至多段校正的功能，在图 7-26 中，BC 段为正校正段，其作用与 RQ 两极调速器和 RQV 全程调速器相似，AB 段则为负校正段，即油量随着柴油机转速的降低反而逐渐减少，这一点对于增压柴油机十分重要，因为排气涡轮增压器在柴油机低速时增压效果较差，过多的油量会导致柴油机炭烟和微粒排放的增加。

为了能同时实现正负校正功能，RQV-K 调速器与 RQV 调速器相比在结构上有以下几点重要区别（图 7-25，并参见图 7-20）。

（1）RQV-K 调速器的全负荷油量限制器 10 的接触面做成端面凸轮形状，即形成校正凸轮，凸轮的型面系根据柴油机对扭矩，即对喷油泵油量校正的要求事先加工好的，凸轮的倾斜角度也可以用螺钉加以调整，而在杠杆系统中则相应增加了铰接在牵引杠杆 5 上端的摇臂 6，当喷油泵齿杆移向全负荷油量位置时，摇臂头部即与全负荷限制器的凸轮表面接触，调速器在校正转速范围内工作时，牵引杠杆便连同摇臂向上移动，摇臂刀口即沿校正凸轮向上滑动，从而改变了全负荷时喷油泵齿杆 8 所限的油量，而且通常是先增加油量（实现负校正功能），越过凸轮表面最低点后再减少油量（实现正校正功能），因此只要事先设计与加工好凸轮的型面并调整好它的安装位置，就能使调速器实现比较符合理想的校正功能。

（2）在 RQV 调速器中，牵引杠杆下端铰接在一个只能沿轴向移动的滑座 11（图 7-20），故其铰接点只能随滑座作左右移动，而在 RQV-K 调速器（图 7-25）中，牵引杠杆下端通过滑块与一根可以旋转的导动杆 14 铰接，导动杆可以绕固定在调速器壳上的铰接点旋转，滑块 13 则可在连接杆的滑套内作上下运动，因此当飞锤机构因转速变化通过曲臂 16 和连接杆 15 推拉牵引杠杆 5 的下端时，整个牵引杠杆不仅可以作左右运动，也可作上下运动，当喷油泵齿杆处于全负荷油量位置时，这种上下运动即造成摇臂沿校正凸轮表面的滑动，从而保证了油量校正功能的实现。

（3）在 RQV 调速器中，曲线导向板，即平面凸轮是固定不动的，而在 RQV-K 调速器

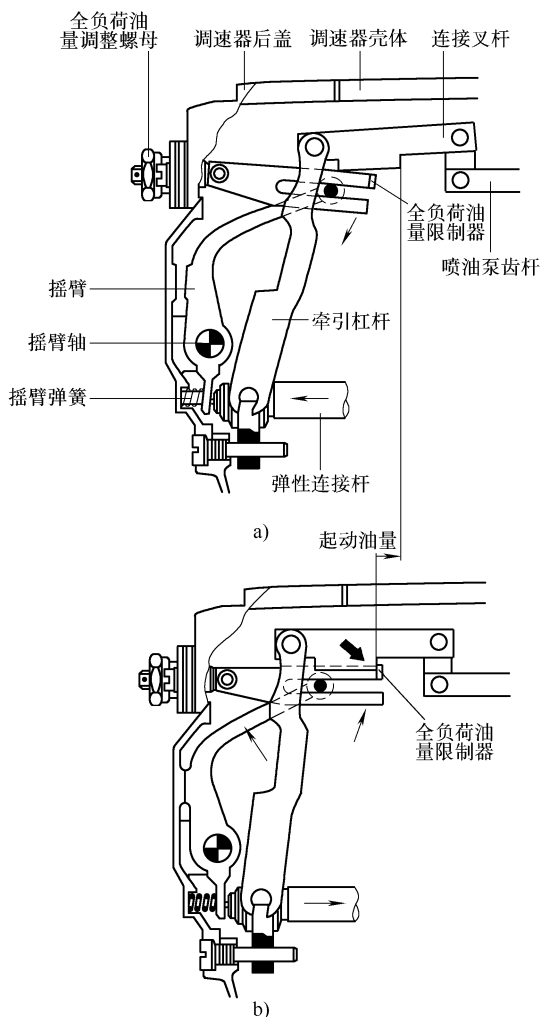


图 7-23 RQV 全程调速器喷油泵齿杆起动位置与全负荷位置之间的自动转换机构

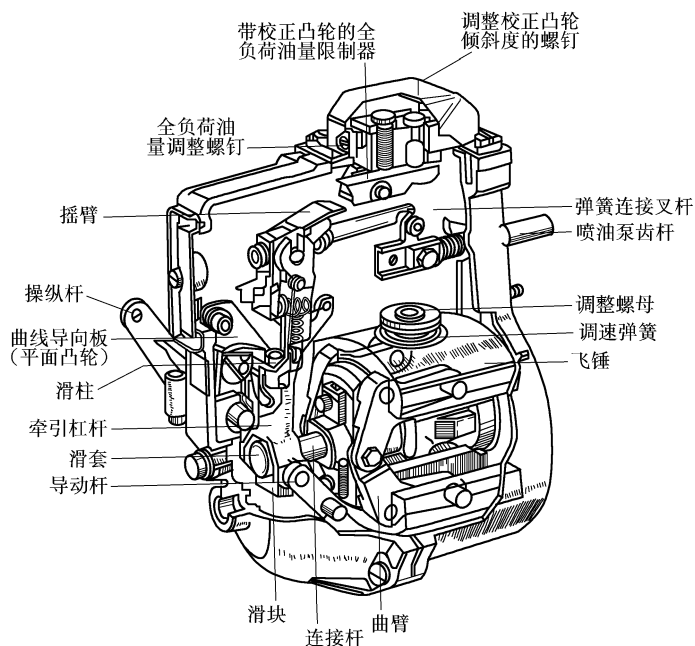


图 7-24 RQV-K 全程调速器的立体结构图

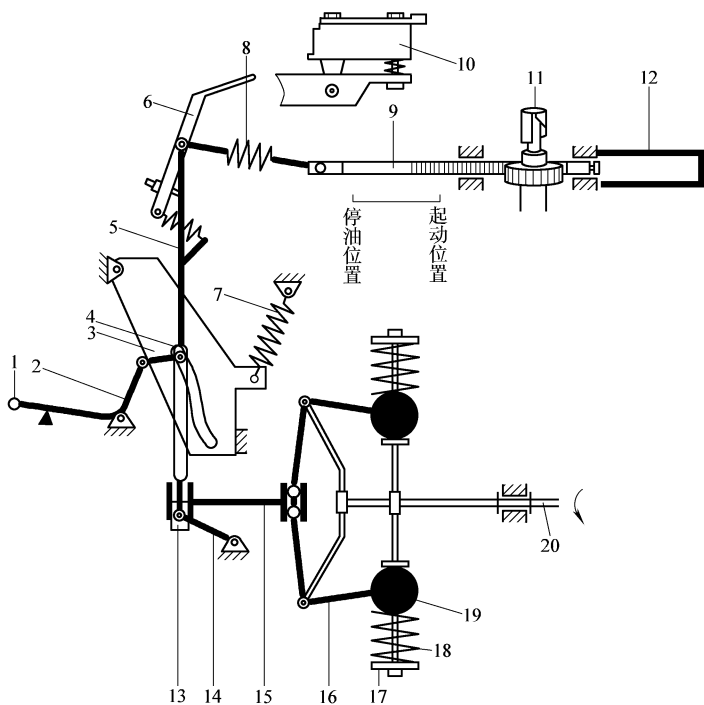


图 7-25 RQV-K 全程调速器的机构简图

1—操纵杆 2—摆杆 3—曲线导向板(平面凸轮) 4—滑柱 5—牵引杠杆 6—摇臂
7—曲线导向板的回位弹簧 8—弹性连接叉杆 9—喷油泵齿杆 10—带校正凸轮的全负荷油量限制器 11—喷油泵柱塞 12—起动油量限制器 13—滑块 14—导动杆
15—连接杆 16—曲臂 17—调整螺母 18—调速弹簧 19—飞锤 20—喷油泵凸轮轴

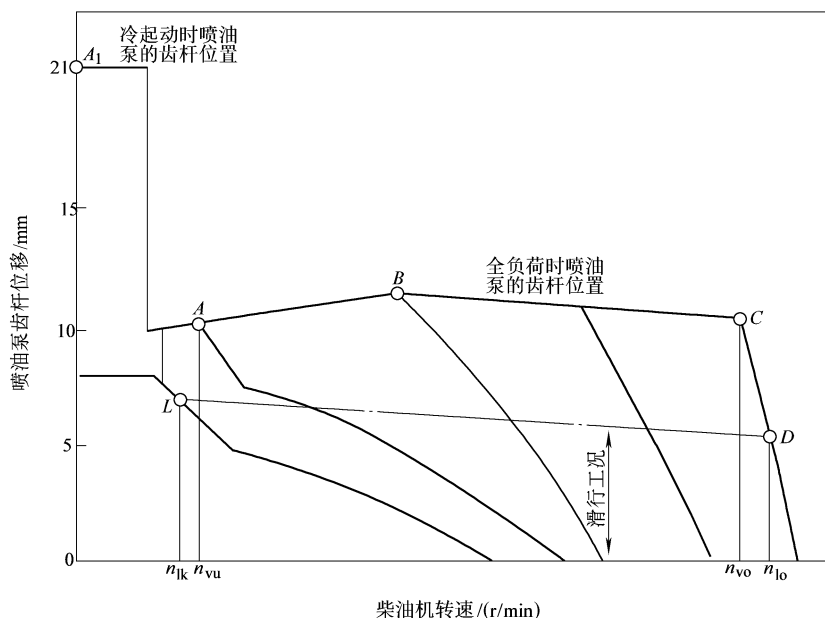


图 7-26 RQV-K 全程调速器的特性曲线

中，曲线导向板 3 可以绕固定于调速器壳体上的铰接点摆动，并由回位弹簧 7 将其拉向固定于壳体上的挡块，另外 RQV-K 调速器的连接杆是刚性的，其中没有拉压弹簧，而连接叉杆 8 则为弹性结构，这也就是说 RQV 调速器的弹性环节(图 7-20 中的弹性连接杆 12)，在 RQV-K 调速器改由曲线导向板及其回位弹簧和弹性连接叉杆来替代，以保证调速器的全程调速功能并起到缓冲作用，以防止调速器杠杆在柴油机超速(车辆下坡)和过载(车辆上坡)时受到过大的载荷。

RQV-K 全程调速器的工作原理如图 7-27 和图 7-28 所示。

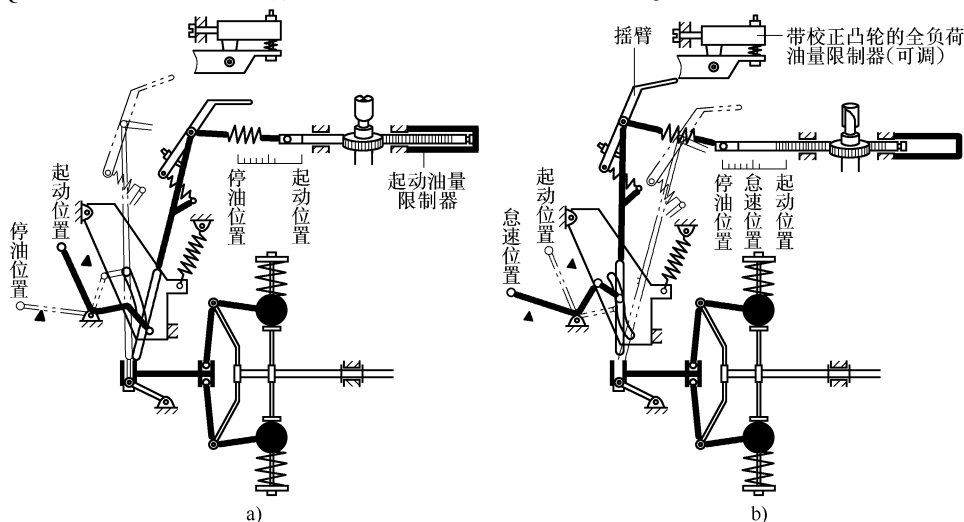


图 7-27 RQV-K 全程调速器工作原理图(一)

a) 冷起动工况 b) 怠速工况

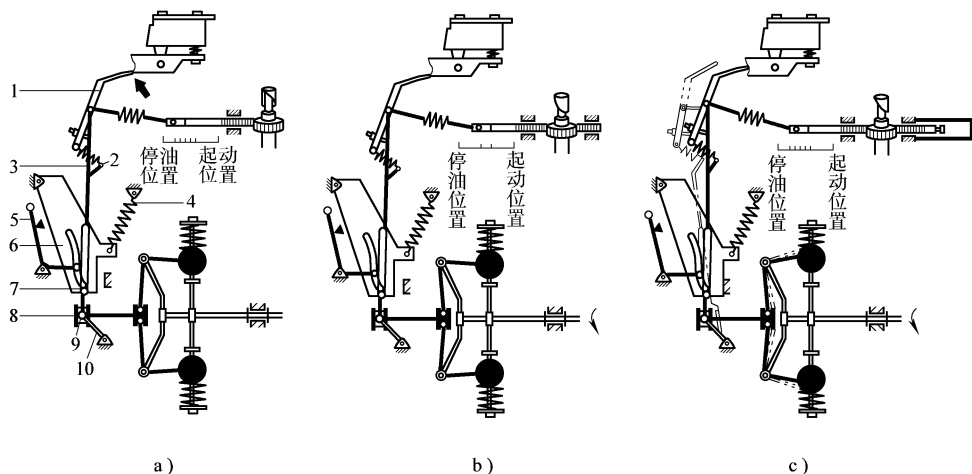


图 7-28 RQV-K 全程调速器工作原理图(二)

- a) 全负荷低速工况, 负校正开始起作用 b) 全负荷中高速工况, 负校正结束与
正校正开始的转折点 c) 标定工况, 正校正结束(虚线表示高速空载状态)

1—摇臂 2—弹性连接叉杆 3—牵引杠杆 4—回位弹簧 5—操纵杆
6—曲线导向板(平面凸轮) 7—滑柱 8—滑套 9—滑块 10—导动杆

图 7-27a 所示为冷起动工况, 这时操纵杆由停油位置(图中虚线)移至起动位置, 即最高转速位置, 由于柴油机起动前处于停机状态, 飞锤在调速弹簧与怠速弹簧的作用下向内收拢(RQV-K 调速器的飞锤机构与 RQV 调速器在结构上基本相同), 连接杆 15(件号见图 7-25, 下同)将导动杆 14 与滑块 13 推至最左方位置, 也使牵引杠杆 5 和摇臂 6 处于最低位置, 因此当在操纵杆 1 通过摆杆 2 使滑柱 4 移动到曲线导板 3 的下方时, 整个杠杆和摇杆不受全负荷油量限制器 10 的阻挡, 并通过它的下方将喷油泵齿杆 9 推至起动油量的位置, 达到冷起动的目的(这时喷油泵齿杆位置在特性曲线图 7-26 上处于 A_1 点的位置)。但应当注意的是, 由于起动油量很大, 因此柴油机一旦起动后, 即应迅速使操纵杆退回至怠速位置, 一则是防止炭烟与微粒排放过分增加, 也可防止因飞锤向外张开, 造成牵引杠杆与曲臂系统上移, 与校正凸轮发生干涉, 造成退出减油困难。

前已说明, 在热机起动时, 无需过大的起动油量, 除了在人工操作上加以注意外, 在 RQV-K 调速器上, 还装有暖车起动油量限制器 TAS(Temperature Compensating Start Quantity Stop)。实际上, 在现代柴油机上除了 RQV-K 调速器外, 在前面已经讲过的其他 RQ 和 RQV 调速器以及以后将要介绍的 RSV 调速器上也大多装有 TAS 装置, 其原理系利用温度膨胀元件或是电磁阀机构来限制喷油泵齿杆的行程, 但具体结构视喷油泵和调速器的形式和可提供的安装位置而异, 若喷油泵后端的位置足够, 最简便的办法是将膨胀元件装在原有的限制起动油量的弹性触止内, 合并构成暖车起动油量限制器, 其结构如图 7-29 所示。图 7-29 中喷油泵齿杆 1 通过挡销 2 压在膨胀元件 3 上, 膨胀元件随外界温度增加而伸长, 这样就减少了暖车起动时的油量, 使其保持在与全负荷油量相当或略高的水平上, 以减少炭烟和微粒的排放。

图 7-27b 所示为怠速工况, 这时操纵杆 1(件号仍见图 7-25)已从起动位置转至怠速位置并通过摆杆 2 将滑柱 4 沿曲线导向板 3 的滑槽向上拉动, 使其处于曲线导向板和牵引杠杆 5

滑槽上方的位置，从而改变了杠杆比并使牵引杠杆以下端滑块 13 为支点向左旋转，其上端即通过弹性连接叉杆 8 将喷油泵齿杆 9 拉回怠速位置，在图 7-26 所示的特性曲线上，表现为喷油泵齿杆位置从点 A_1 迅速下降到点 L ，这时由于怠速转速还不够高，飞锤中只有怠速弹簧在起作用，转速的微小波动可以通过飞锤、怠速弹簧和杠杆系统的综合作用得以调节，从而维持怠速的稳定。同时也因为怠速转速不高，飞锤还处于比较收拢的状态，连接杆 15 和摆杆 2 仍处于相对靠左的位置，致使滑块 13、牵引杠杆 5 和摇臂 6 组成的整个系统位置仍然比较低，这样才能保证摇臂 6 能够在全负荷油量限制器 10 下方不受干扰地退出。此外，在怠速工况时，上述操纵杆、摆杆和滑柱的综合运动，也同时迫使曲线导向板 3 克服回位弹簧 7 的拉力产生按顺时针方向转动的趋势，并使曲线导向板与挡块之间出现很小的间隙，为了维持怠速的稳定，飞锤和整个杆系只有在消除了这个间隙后才起作用。

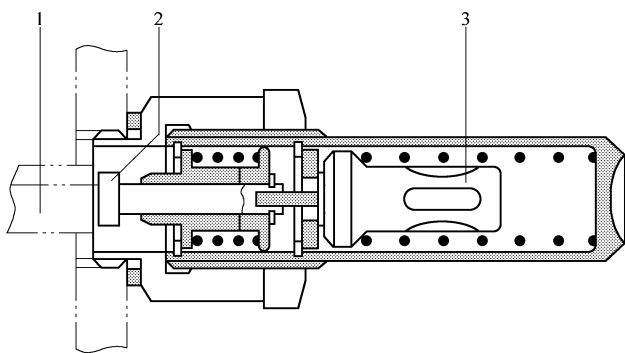


图 7-29 带温度补偿的起动油量限制器

1—喷油泵齿杆 2—挡销 3—膨胀元件

图 7-28 所示为柴油机全负荷时转速由低向高的变化过程，其中图 7-28a 是全负荷低速工况，这时操纵杆 5 已推至最高转速位置，滑柱 7 处于牵引杠杆 3 和曲线导向板 6 滑槽的下方，牵引杠杆则以滑块 9 的铰接点为中心，按顺时针方向转动并通过弹性连接叉杆带动喷油泵齿杆向油量增加方向移动，同时随着转速的增加和飞锤的张开，飞锤机构通过连接杆和滑块 9 的右移，使导动杆 10 逐渐也向顺时针方向转动，并因此使牵引杠杆 3 和摇臂 1 的位置升高，当摇臂刀口碰到图中上方全负荷油量限制器（图 7-25 中 10）的校正凸轮时，喷油泵齿杆的移动即受到限制，喷油量不再增加，表现在图 7-26 的特性曲线上，即为全负荷线上的点 A ，由于此时操纵杆 5 已处于最高转速，即标定转速位置，曲线导向板 6 便在杠杆系统和滑柱 7 的强迫作用下，克服回位弹簧 4 的作用按顺时针方向摆动，从而与挡块之间出现了最大的间隙。随着柴油机转速的升高，飞锤继续向外张开，拉动连接杆（图 7-25 中 15）和滑套 8 进一步右移，使导动杆 10 按顺时针方向转动并导致牵引杠杆 3 与摇臂 1 继续缓慢升高，摇臂刀口则沿校正凸轮表面向上滑动，因为这一段凸轮表面是向增加油量方向倾斜的，故喷油泵齿杆得以向右作微小移动以增加油泵喷油量，得到负校正，即油量随柴油机转速的升高而增加的效果，表现在图 7-26 的特性曲线上即为全负荷线上的 AB 段；此后，当摇臂刀口进入校正凸轮的最低点时后，即转为正校正行程，这就是如图 7-28b 所示的全负荷中高速工况，这时随着转速的继续增加和飞锤继续张开，摇臂刀口继续沿校正凸轮表面上移，喷油泵供油量随转速的增加而减少，实现了调速器和喷油泵的正校正功能，表现在图 7-26 特性曲线上即为全负荷线上的 BC 段；最后，当转速增加到标定转速，正校正段结束，调速器即进入标定工况的调速过程（图 7-26 中 CD 段），开始时摇臂刀口还压在校正凸轮上，喷油泵齿杆还处于全速全负荷，即标定工况位置（图 7-26 中点 C ），但由于这时曲线导向板与挡块之间的间隙已在飞锤机构和回位弹簧的共同作用下消除，滑柱 7 又成为牵引杠杆 3 转动的支

点,故当外界载荷减小引起柴油机转速进一步升高和飞锤继续向外张开时,连接杆和滑套8的右移,就迫使牵引杠杆3以滑柱7上的铰接点为中心,向逆时针方向转动,并通过其上端铰接的弹性连接叉杆2将喷油泵齿杆向减油方向拉动,从而达到限制最高空载转速(图7-26中D点,转速为 n_{10})的目的,图7-28c中的虚线即表示杆系在高速空载时的位置。

应特别指出的是,图7-28a~图7-28c所示为操纵杆已处于最高转速位置后,转速增加时喷油泵齿杆位置沿特性曲线的变化历程,而曲线导向板与挡块之间的间隙也是由大逐渐变小,直至为零以后调速器才在标定工况产生调速作用的。实际上,当操纵杆由怠速或低速位置向高速位置移动过程中,由于牵引杠杆和摇臂刀口很快与全负荷油量限制器校正凸轮相接触,而无法再移动,致使牵引杠杆上下两端的运动均受到阻碍(下端受飞锤机构的制约),因此其上的滑柱7便迫使曲线导向板6克服回位弹簧4的拉力而与它的固定挡块之间出现间隙,操纵杆转过角度越大,即越靠近高速限位螺钉,间隙越大,操纵杆处于最高转速位置时,间隙最大,而当操纵杆位置调定以后,调速器起作用时,必须在飞锤离心力和杠杆的作用消除了上述间隙之后,牵引杠杆才能以滑柱7的铰接点为中心旋转,实现使喷油泵齿杆增减油量的运动,间隙越大,消除间隙所需的飞锤转速也越高,因此操纵杆每一个位置,即对应一个相应的转速,而且操纵杆向高速方向转过的角度越大,对应的转速也越高,这就是RQV-K调速器能够实现全程调速的原理。

7.3.4 RSV 全程调速器

图7-30和图7-31所示分别为RSV全程调速器的立体结构图和机构简图,图7-32所示为其特性曲线图。由图7-31可见,RSV调速器的调速弹簧是一根独立安装的调速弹簧15,它一头挂在张力杆17上,另一头挂在铰支在弹簧摇臂6的弹簧挂耳7上。当操纵杆4向图中箭头方向(逆时针)即增加转速方向转动时,带动弹簧摇臂与挂耳一同旋转,这不仅使调速弹簧张紧力增加,而且使调速弹簧空间位置也由接近垂直转向接近水平方向,这就增加了弹簧的预紧力以及使张力杆17绕其上方支点向增加油量方向(图上为顺时针方向)的力矩。与弹簧拉力矩相反,当转速增加时,飞锤10向外张开,通过滑套11推动张力杆的弹性触止(内装有校正弹簧18),产生一个绕张力杆上方支点的逆时针方向的力矩,与弹簧力矩相平衡。滑套11的轴向移动,同时经导动杆13与牵引杠杆14拉动喷油泵齿杆2。这样,改变操纵杆位置,即改变调速弹簧的张紧力与力矩,则每一个操纵杆位置总是对应着一个相应的飞锤转速,从而实现了全程调速的功能。在图7-31中,除了调速弹簧外,还有起动弹

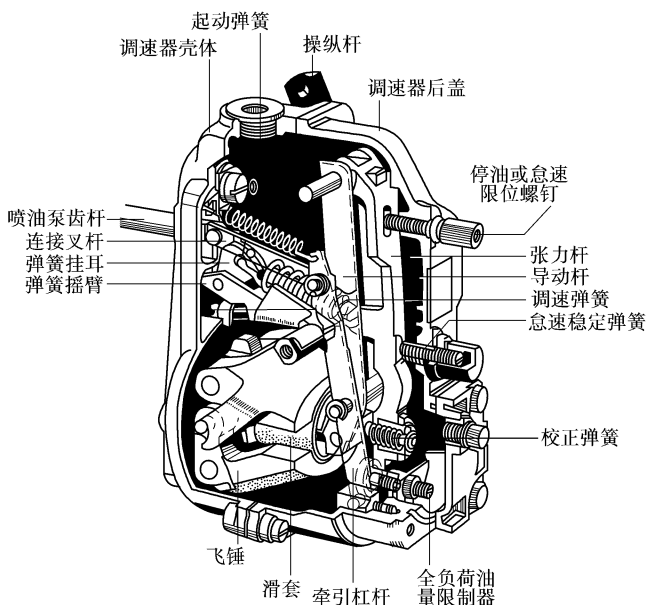


图7-30 RSV 全程调速器的立体结构图

簧5,它在柴油机停车时,始终将喷油泵齿杆拉向最大油量,即起动油量位置;怠速稳定弹簧16,它在怠速时与张力杆背面接触,以维持怠速的稳定;校正弹簧18,其功能是在调速器转速增加过程中,依靠本身的弹性变形实现油量在中高速范围内正校正过程(油量随转速增加而略有减小)。

RSV 全程调速器的工作原理如图 7-33 ~ 图 7-35 所示:其中图 7-33a 为冷起动工况,在 RSV 全程调速器中,当柴油机处于停机状态时,不论操纵杆放在任何位置(图中为怠速位置),喷油泵齿杆总归在起动弹簧的作用下,拉向起动油量位置(图 7-32 调速器特性曲线上的点 A),为了防止在热机起动时油量过大,现代的 RSV 调速器也设置 TAS 装置,即暖车起动油量限制器,它可以采用随温度变化的膨胀元件(图 7-29),亦可采用受温度变化控制的电磁铁,来限制喷油泵齿杆的行程以控制起动油量;起动后,在飞锤离心力作用下,牵引杠杆迅速克服起动弹簧的拉力,将喷油泵齿杆拉回到全负荷,即图 7-32 调速器特性上点 B 的位置;图 7-33b 所示为怠速工况,操纵杆置于怠速位置,即靠在固定在调速器壳上的怠速限位器上,这时由于弹簧摇臂 6 (件号见图 7-31,以下同)随操纵杆转至接近垂直的位置,调速弹簧 15 处于比较松弛的状态,

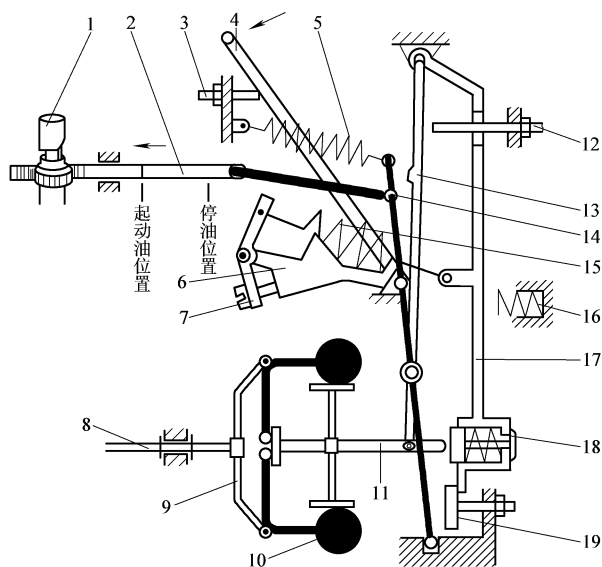


图 7-31 RSV 全程调速器的机构简图

- 1—喷油泵柱塞 2—喷油泵齿杆 3—最高转速限位螺钉 4—操纵杆
5—起动弹簧 6—弹簧摇臂 7—弹簧挂耳 8—喷油泵凸轮轴
9—飞锤座 10—飞锤 11—滑套 12—怠速限位螺钉 13—导动杆
14—牵引杠杆 15—调速弹簧 16—怠速稳定弹簧 17—张力杆
18—校正弹簧 19—全负荷油量限制器螺钉

将喷油泵齿杆拉回到全负荷,即图 7-32 调速器特性上点 B 的位置;图 7-33b 所示为怠速工况,操纵杆置于怠速位置,即靠在固定在调速器壳上的怠速限位器上,这时由于弹簧摇臂 6 (件号见图 7-31,以下同)随操纵杆转至接近垂直的位置,调速弹簧 15 处于比较松弛的状态,

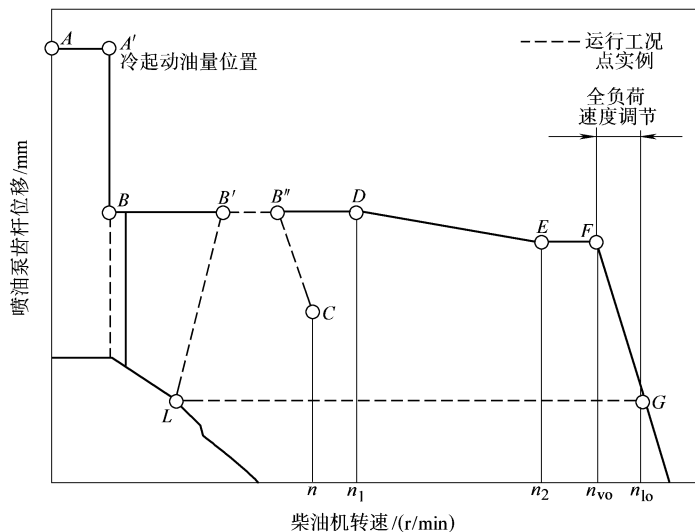


图 7-32 RSV 全程调速器的特性曲线

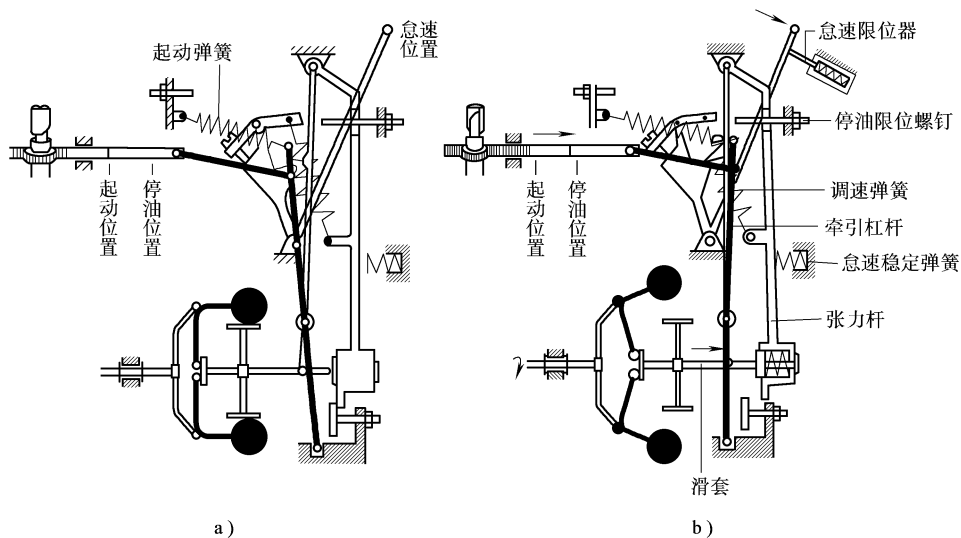


图 7-33 RSV 全程调速器工作原理图(一)

a) 冷启动工况 b) 怠速工况

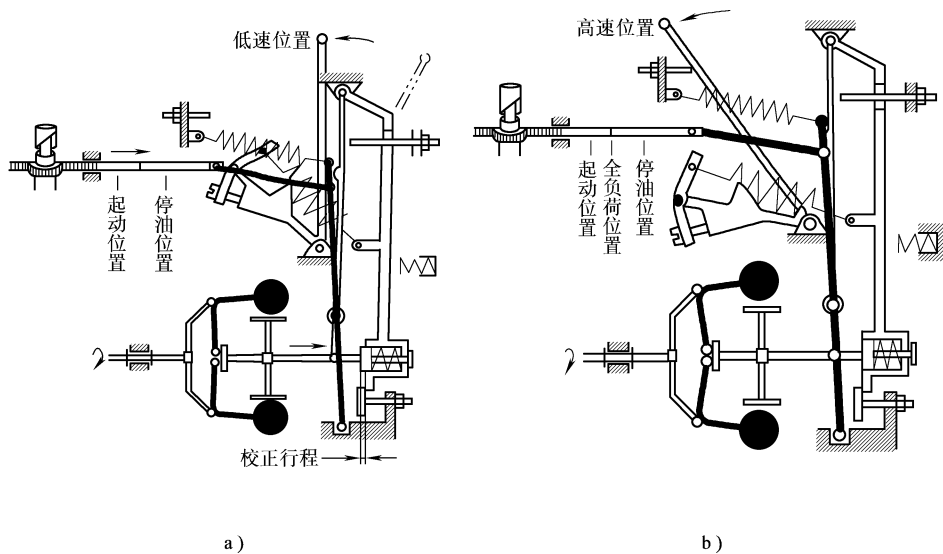


图 7-34 RSV 全程调速器工作原理图(二)

a) 全负荷低速工况 b) 全负荷高速工况

因此只要转速稍许增加，飞锤即可克服调速弹簧的拉力向外张开，并推动滑套 11 右移，再通过导动杆 13 和牵引杠杆 14 迅速将喷油泵齿杆 2 拉向怠速位置(图 7-32 调速特性曲线上的点 L)，使调速器在怠速工况下运行，这时滑套已与张力杆 17 上的弹性触止接触，使得张力杆向外转动并压缩怠速稳定弹簧 16，以保证怠速运转的稳定；图 7-34a 所示为全负荷低速工况，这时操纵杆放在低速位置，挂有调速弹簧的摇臂仍处在较为倾斜的位置，因而调速弹簧的张紧度仍不太大，但由于 RSV 调速器的杠杆比达到 1:2，即滑套移动 1mm，喷油泵齿杆将移动 2mm，故当操纵杆超过怠速位置稍许向前推进时，喷油泵齿杆即很快由怠速位置移

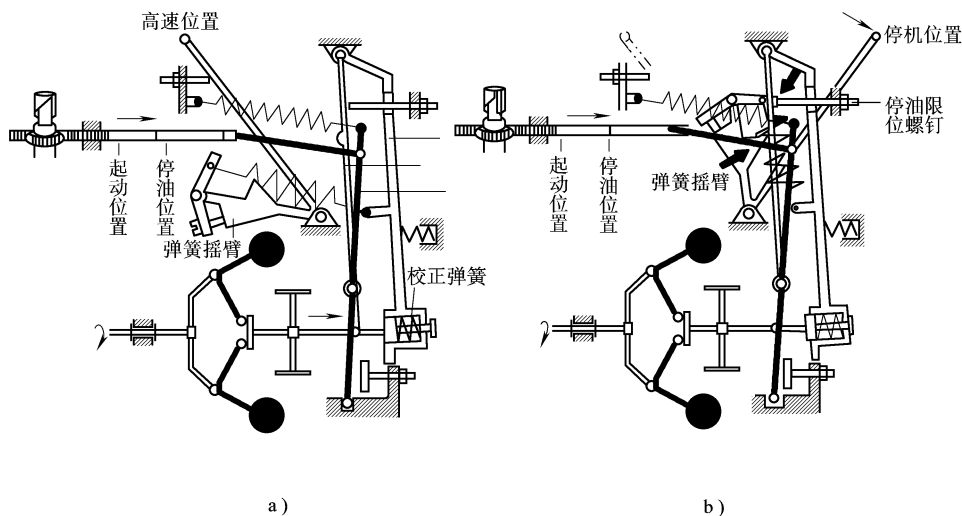


图 7-35 RSV 全程调速器工作原理图(三)

a) 高速空载工况 b) 停机状态

至全负荷位置(由图 7-32 调速特性曲线上的点 L 到 B')使喷油量增加,随着转速的增加和飞锤的张开,滑套与杠杆系统又将喷油泵齿杆拉回至平衡位置,表现在图 7-32 所示的调速特性上,即为由点 B' 沿全负荷特性移至点 B'' 再退回至平衡点 C 处,并在这一点维持稳定的运转,由图 7-34a 亦可以理解调速器的校正功能:在全负荷情况下,当操纵杆由低速向高速方向推动、柴油机由低速经中速向高速工况转变时,调速器特性曲线为如图 7-32 所示的 $B-D-E-F$ 线,在点 D 至点 E 的范围内,张力杆 17(件号见图 7-31,以下同)始终压在全负荷油量限制螺钉 19 上,这时转速若继续增加,飞锤再向外张开,滑套 11 上的顶端就会压缩校正弹簧 18,并通过杠杆系统使喷油泵齿杆向减油方向运动,达到油量校正的目的(见图 7-32 的 DE 段),校正行程的大小如图 7-34a 右下方所示;图 7-34b 所示为全负荷高速工况,即标定工况,这时操纵杆置于最大转速位置,弹簧摇臂转至接近水平位置,调速弹簧处于完全张紧状态,柴油机在标定工况(即图 7-32 调速特性曲线上的点 F)下稳定运行;图 7-35a 所示为高速空载工况,随着外界负荷的减小,柴油机和调速器的转速将持续增加,飞锤则在离心力作用下向外张开,一旦在调速器套筒上由飞锤离心力产生的支持力 F (见式 7-1),大于调速弹簧的恢复力 E ,见式(7-3)后,调速器滑套 11 即向右移动,并经过整个杠杆系统使喷油泵齿杆向减油方向(即图 7-32 所示调速特性曲线上的 FG 线)移动,将喷油泵齿条拉至接近停油,即高速空载的位置,这时喷油泵只向柴油机缸内供应少量的燃油以维持克服机器摩擦损失的空载转速需要;图 7-35b 为停机状态,在 RSV 全程调速器中若不另装专门的停车机构,则可以用将操纵杆搬至停机位置的办法来停止运转,这时弹簧摇臂上的凸起将顶住导动杆使其向后方,即向逆时针方向转动,并通过牵引杠杆将喷油泵齿杆拉向停油位置,这时由于调速弹簧已处于松弛状态,飞锤亦处于任意张开位置,只有在柴油机停机,操纵杆从停机位置换至其他位置时,喷油泵齿杆才在起动弹簧的作用下,回到起动位置,飞锤也在调速弹簧作用下回复至收拢状态。

与 RQ 系列调速器一样,RSV 调速器除了暖车起动油量限制装置(TAS)外,也可附加增压补偿(负校正)、海拔(大气压力)补偿与怠速稳定等一系列装置,其结构形式很多,此处

不再赘述。现仅以增压补偿功能(LDA)为例加以说明,图 7-36a 所示即为其 LDA 装置的结构,由图可见,膜片 3 的上方与增压后的进气管压力 p_L 相通,下面与弹簧 4 的作用相平衡,当增压柴油机在低速工况运行时, p_L 较小,膜片就带动滑套 5 上移,并通过摇臂 7 与连接叉杆 8 将运动传给喷油泵齿杆 9,使其向减小供油方向运动,反之若转速增高, p_L 加大,膜片带动滑套下移,使喷油泵齿杆又回到调速器原来给定的状态。图 7-36b 所示为附加 LDA 装置以后,RSV 调速器特性在低速范围具有负校正(供油量随转速的增加而增加)功能的情况。

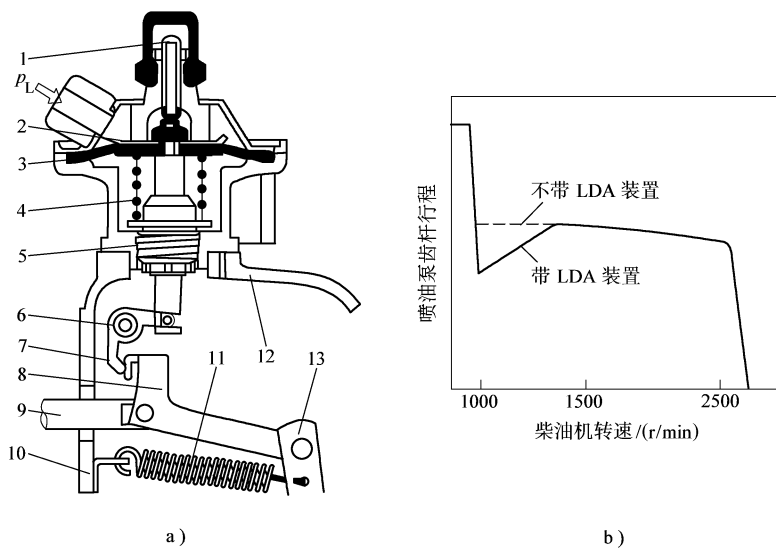


图 7-36 RSV 调速器的增压补偿装置(LDA)及其对调速器特性的影响

a) LDA 装置结构图 b) LDA 装置对调速器特性的影响

1—螺柱 2—平面垫片 3—膜片 4—弹簧 5—滑套 6—摇臂轴 7—摇臂 8—连接叉杆
9—喷油泵齿杆 10—调速器壳体 11—起动弹簧 12—调速器后盖 13—牵引杠杆 p_L —增压空气压力

RSV 调速器的优点是调速器的预紧力在安装以前即能通过弹簧挂耳(图 7-31 中件号 7)上的螺钉略加调整,这样不用更换弹簧便能适应不同转速的要求,而且飞锤结构紧凑,质量较小,因而在转速较高的中小功率柴油机,特别是工程机械柴油机上得到了广泛的应用。此外,在 RSV 基础调速器上,又发展了 RS、RSF 和 RAD 两极式调速器以及 RFD 全程与两极组合式调速器等,其原理均大同小异,但结构细节却有一些差别,与此相关内容在已出版的文献中均可找到,本书因篇幅限制不再介绍。

7.4 VE 分配泵的调速器

前已说明,VE 分配泵的杠杆式调速器是装在泵体内部的(图 5-47),它是靠离心式调速器 2 和调速器杠杆系统 3 的共同作用来控制油量调节套 4 的运动,从而达到改变柱塞有效行程和调节供油量的目的。

分配泵调速器的特点是结构紧凑,重量轻。这是因为调速器转速高(柴油机转速较高且从油泵轴到调速器轴之间的传动采用速比 1:1.6 的增速齿轮),杆件也均为比较轻巧的金属

冲压件，整个调速系统的阻力与直列泵相比要小得多，所以只需很小的飞锤质量(如四缸轿车柴油机用分配泵只有4块质量各为10g的小飞锤)就已能保证足够的调速精度和灵敏度。正是由于这一特点才为调速器能够布置在分配泵内部提供了可能。

与直列泵相似，VE分配泵也有全程式和两极式之分，图7-37和图7-38所示即为其全程式调速器的结构简图和工作原理图。

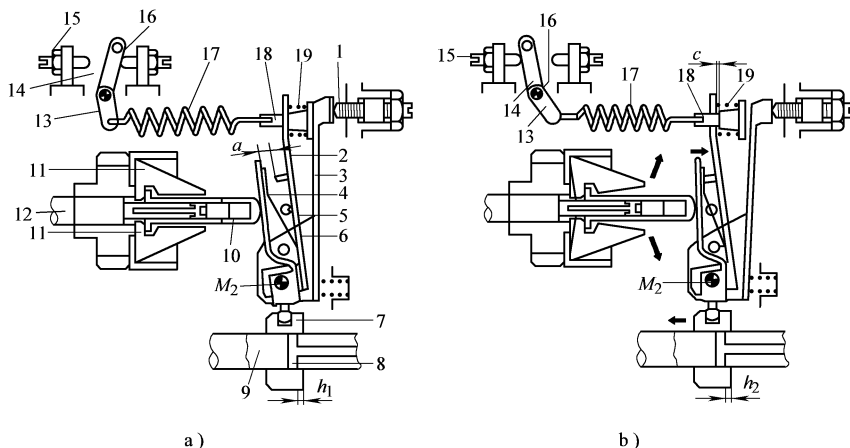


图 7-37 VE 分配泵全程式调速器的机构简图及其工作原理

a) 起动工况 b) 怠速工况

- 1—全负荷油量调整螺钉 2—张力杆 3—调节杆 4—起动杆 5—挡销 6—起动弹簧
7—油量调节套 8—回油孔 9—分配泵柱塞 10—滑套 11—飞锤 12—调速器轴
13—摆杆 14—操纵杆 15—怠速调整螺钉 16—操纵杆轴 17—调速弹簧
18—保持销 19—怠速弹簧 a—起动弹簧行程 c—怠速弹簧行程
 h_1 —最大有效行程(起动) h_2 —最小有效行程(怠速) M_2 —活动销(2和4的旋转枢轴)

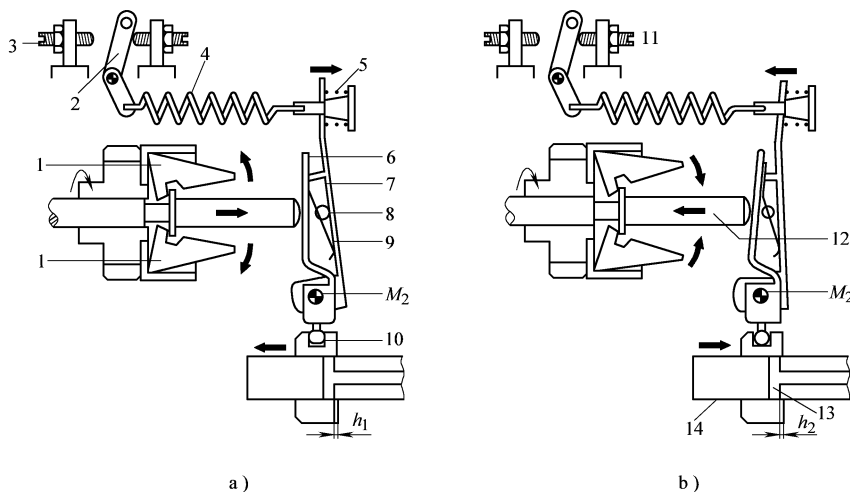


图 7-38 VE 分配泵全程式调速器带负荷运行时的工作情况

a) 转速升高时的工作方式 b) 转速降低时的工作方式

- 1—飞锤 2—操纵杆 3—怠速调整螺钉 4—调速弹簧 5—怠速弹簧 6—起动杆 7—张力杆
8—挡销 9—起动弹簧 10—油量调节套 11—高速调整螺钉 12—滑套 13—回油孔 14—分配泵柱塞
 h_1 —怠速时的有效行程 h_2 —全负荷时的有效行程 M_2 —活动销(6和7的旋转枢轴)

由图 7-37 可见, 调速器飞锤 11 装在调速器轴 12 上, 后者经齿轮传动(增速)由分配泵轴驱动(参见图 5-47), 工作中当飞锤 11 向外张开时, 将推动滑套 10 作轴向运动, 而飞锤的离心力转换到滑套上的支持力 F (见式(7-1)) 将与调速器弹簧通过杠杆系统传给滑套的恢复力 E (见式(7-3)) 相平衡。调速器杆系包括调节杆 3、张力杆 2 和起动杆 4; 调速器弹簧包括调速弹簧 17(拉簧)、怠速弹簧 19(压簧)和起动弹簧 6(板簧)。在结构上调节杆 3 可以绕固定在泵壳上的支点旋转, 其位置可以通过全负荷油量调整螺钉 1 调整, 而起动杆 4 与张力杆 2 则通过活动销 M_2 与调节杆铰接, 并可在调节杆上绕 M_2 旋转, 起动杆下端通过球头销嵌在油量调节套 7 外圆的环形槽内, 上端则贴靠在起动弹簧 6 上, 张力杆与起动杆之间以起动弹簧隔开, 张力杆上端的孔内穿有保持销 18, 保持销左端小孔挂有调速弹簧 17, 右端法兰则构成怠速弹簧 19 的弹簧座。调速弹簧另一端挂在摆杆 13 上, 摆杆则可连同操纵杆 14 绕操纵杆轴 16 旋转, 因此转动操纵杆即可改变调速弹簧的预紧度, 从而改变调速器起作用的转速, 在飞锤、弹簧与杆系的共同作用下, 油量调节套 7 可以改变其与分配泵柱塞 9 上回油孔 8 的相对位置, 从而改变柱塞的有效行程, 达到改变分配泵供油量与调节柴油机转速的目的。

图 7-37a 所示为起动工况, 这时操纵杆 14 置于最高转速位置, 当它通过摆杆 13 将调速弹簧 17 拉紧时, 一方面通过保持销 18 将怠速弹簧 19 压到极限位置, 使其不起作用, 另一方面使张力杆 2 和起动杆 4 绕其共同的中心(即活动销 M_2) 向逆时针方向转动, 随后当张力杆碰到挡销 5 时虽不能再转动, 但起动弹簧 6 仍能以张力杆为依托, 将起动杆继续推向滑套 10 方向, 起动弹簧虽然只是一片弹力很小的板簧, 但由于这时柴油机停机, 调速器飞锤 11 处于静止状态而不产生离心力, 因此它仍能通过起动杆将滑套 10 向左压到飞锤完全合拢的位置, 同时起动杆 4 下端的球头销也将油量调节套 7 移至最右位置, 使喷油泵柱塞达到最大有效行程 h_1 , 从而为柴油机冷机起动提供比标定工况更多的起动油量。柴油机一旦起动, 因为起动油量很大, 负荷很小, 转速会很快升高, 飞锤离心力也迅速增大并克服起动弹簧的弹力将起动杆推回与张力杆接触位置, 即消除了图中所示的起动弹簧行程 a , 这时起动弹簧即不再起作用, 起动杆下端球头销则推动调节套, 将分配泵供油量减少为标定工况油量。不论是起动油量还是标定工况油量均可以通过全负荷油量调整螺钉 1 加以调整, 为此只需调整全负荷螺钉的伸出长度, 即可以使调节杆 3 绕其固定在壳体上的支点(图中无标号的白圈)旋转, 由于张力杆和起动杆的旋转中心, 即活动销 M_2 装在调节杆上并位于调节杆支点的下方, 因此调节杆的转动即通过 M_2 牵动张力杆和起动杆, 使油量调节套的位置得到少量移动, 从而实现了对标定油量和起动油量的调整。标定工况油量虽然比起动油量有所减少, 但仍远远超出起动后怠速所需的油量, 因此为了实现怠速运行, 应将操纵杆 14 转到与怠速调整螺钉 15 相接触的位置, 其情况如图 7-37b 所示, 这时调速弹簧 17 预紧力最小, 柴油机也已起动, 在飞锤 11 离心力作用下, 滑套 10 向右移动, 并在消除了起动弹簧间隙 a 以后, 继续推动起动杆 4 和张力杆 2, 使它们以活动销 M_2 为中心向顺时针方向旋转, 起动杆下端的球头销遂使油量调节套 7 向左(图中箭头方向), 即减小柱塞有效行程方向移动, 使柱塞有效行程减少为怠速时的 h_2 。同时由于调速弹簧处于接近自由状态, 张力杆上端的怠速弹簧(压簧)19 开始起作用, 由于这时张力杆已向右(即顺时针方向)转过一定角度, 杆身中部脱离了挡销 5, 但仍与起动杆紧贴并通过后者与滑套 10 接触, 上部则压在怠速弹簧上, 因此整个杆系就在飞锤离心力和怠速弹簧的作用下保持平衡, 以保持怠速的稳定。怠速的高低,

可以通过怠速调整螺钉 15 来加以调整, 如果怠速过低, 柴油机不易稳定时, 可将怠速调整螺钉向内稍许拧进, 以加大怠速弹簧预紧力, 使怠速升高; 反之, 如怠速过高需要降低时, 可通过减小怠速弹簧预紧力来实现。

图 7-38 所示为 VE 分配泵全程调速器带负荷运行时的工作情况。由于在全程式调速器中, 调速弹簧的预紧力可以通过操纵杆的位置来改变, 因此操纵杆转过的角度就代表了调速器起作用的转速, 这种全程调速器的工作原理和前面介绍过的直列泵基本上一样。需要说明的只是在图 7-38 中操纵杆 2 系置于最高转速位置上(与高速调整螺钉 11 相接触), 因此调速弹簧处于最大张紧状态, 这时若外界负荷减少, 飞锤 1 的转速将会增加, 飞锤张开后推动滑套 12 右移并使起动杆 6 与张力杆 7 向顺时针方向旋转, 张力杆下端球头销则推动油量调节套 10 向减少柱塞有效行程和油泵供油量方向移动, 以维持转速稳定。当外界负荷减小为零时, 柴油机处于最高空转转速, 这时柱塞有效行程减为如图 7-38a 所示的 h_1 ; 反之, 若外界载荷增加, 柴油机和调速器的转速降低, 飞锤离心力减小, 张力杆将在调速弹簧作用下与起动杆一起推动滑套左移, 这时起动销下端的球头销就会使油量调节套向增加柱塞有效行程和油泵供油量方向移动, 以维持转速稳定, 当外界负荷增加为标定载荷时, 柴油机转速也达到标定转速, 这时柱塞有效行程将增加为如图 7-38b 所示的 h_2 , 柴油机则维持在标定工况下运行。

图 7-39 所示为 VE 分配泵两极调速器的机构简图及其工作原理, 实际上两极调速器的结构与全程调速器大同小异, 主要不同点是, 调速弹簧 4 改用压簧, 怠速弹簧 7 布置在起动杆 8 与张力杆 9 之间, 而在张力杆上端保持销处, 即原来全程调速器装怠速弹簧的部位上, 则

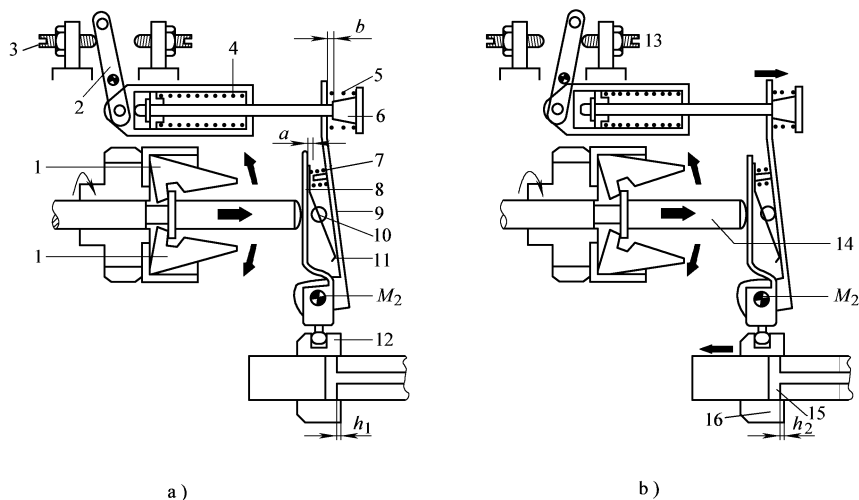


图 7-39 VE 分配泵两极调速器的机构简图及其工作原理

a) 怠速工况 b) 高速工况

- 1—飞锤 2—操纵杆 3—怠速调整螺钉 4—调速弹簧 5—缓冲弹簧 6—保持销
7—怠速弹簧 8—起动杆 9—张力杆 10—挡销 11—起动弹簧 12—油量调节套
13—高速调整螺钉 14—滑套 15—回油孔 16—分配泵柱塞
 a —起动和怠速弹簧行程 b —缓冲弹簧行程 h_1 —怠速有效行程
 h_2 —全负荷有效行程 M_2 —活动销(8 和 9 的旋转枢轴)

装有缓冲弹簧5。3个弹簧的刚度以及预紧力需按工况要求精确选择与匹配,其中调速弹簧刚度最大,缓冲弹簧次之,怠速弹簧刚度最小。图7-39a所示为怠速工况,操纵杆2转到与怠速调整螺钉3接触的位置,这时调速弹簧因为刚度大不受压缩,主要依靠怠速弹簧7与飞锤离心力使滑套14保持平衡,起动杆8则通过下端的球头销移动油量调节套12,使分配泵柱塞处于怠速有效行程 h_1 的位置,从而实现怠速工况的调速作用;图7-39b所示为高速工况,操纵杆转到与高速调整螺钉13接触的位置,这时调速弹簧受到压缩而怠速弹簧与缓冲弹簧均被压死而不起作用(起动和怠速弹簧行程 a 和缓冲弹簧行程 b 均被消除),因为调速弹簧刚度较大,只有当柴油机转速达到标定转速才能将其压缩,而在标定工况下,由于起动杆与张力杆在操纵杆的拉动下,已向逆时针方向旋转,并将油量调节套筒移至相当于分配泵全负荷有效行程 h_2 的位置,因此柴油机得以在飞锤、调速弹簧与杠杆系统共同作用下维持稳定运转,只有在负荷卸去后,柴油机转速增加,飞锤的离心力才能克服调速弹簧的作用,将油量减下来,以限制柴油机的最高空转转速,从而实现两极调速器高速工况的调速作用。在怠速与标定工况之间的广大转速范围内,由于飞锤离心力不足以压缩刚度较大的调速弹簧,调速器不起作用,这时可以直接通过操纵杆来改变柱塞有效行程,以达到直接控制柴油机运转工况的目的。设置缓冲弹簧5的目的就是为了保证柴油机由怠速工况转为中间工况时的圆滑过渡。

与直列泵情况相似,带全程调速器的分配泵主要用在带辅助装置(卷扬机、消防泵和起重机械)的车辆、工程机械、拖拉机和农业机械上,两极调速器则用于一般轻型载重车上,至于轿车上广泛采用的分配泵,则大多采用将以上两种调速方式结合在一起的组合式调速器,又称为半全程调速器或部分负荷调速器(Part-Load-Governor),它在低速、低负荷按全程调速器工作,以保持行驶的稳定性和在高速范围内按两极调速器工作,以改善驾驶员操作性能。这种调速器的结构与两极调速器十分相似,主要区别是在其主调速弹簧后面增加了一个部分负荷调速弹簧,其结构布置如图7-40所示。由图7-40可见,主调速弹簧1、缓冲弹簧5、怠速弹簧6和起动弹簧7的布置情况均与两极调速器相似,而串联在主调速弹簧后的部分负荷调速弹簧2,因其刚度较弱且能随操纵杆位置的变化而改变预紧力,故能在低转速范围内实现全程调速功能。

此外,分配泵上也可以增设许多附加功能的装置,它们涉及油量校正、增压补偿、负荷提前、冷起动加速、温控怠速增速、大气压力与海拔补偿以及电动断油等多项功能,可为柴油机在动力性、经济性与排放性能的优化提供多方面匹配的可能性,由于篇幅限制,以下只能举例加以说明。

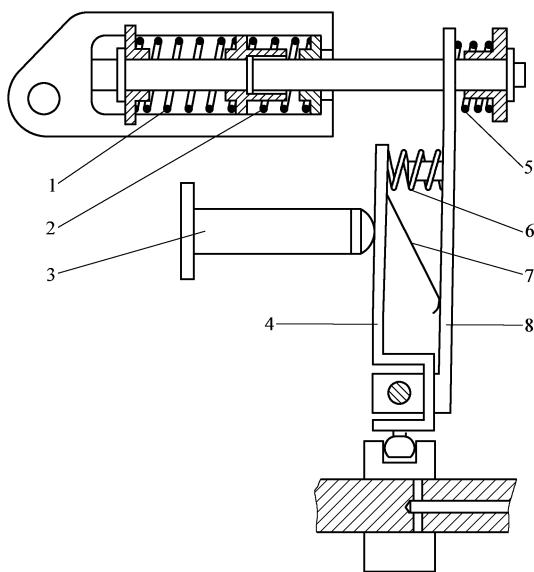


图 7-40 VE 分配泵组合式调速器的机构简图

- 1—主调速弹簧 2—部分负荷调速弹簧 3—调速器套筒
4—起动杆 5—缓冲弹簧 6—怠速弹簧
7—起动弹簧 8—张力杆

图 7-41 所示为 VE 分配泵全程调速器的油量校正装置,其主要特点是杠杆系统中除了起动杆 1、张力杆 4 及调节杆(图中未显示)外,又增加了校正杆 6,它的上端与起动杆一起铰接在另一个活动销 M_4 上,两者均可绕此枢轴转动,校正杆下端与起动杆之间装有校正弹簧 2 和校正销 7,中部则以止动销 5 为支点压在张力杆上。应当注意的是,对应于正校正与负校正两种工作方式,校正杆下端的结构以及压缩校正弹簧的部位是不同的,它们分别如图 7-41a 和图 7-41b 所示。

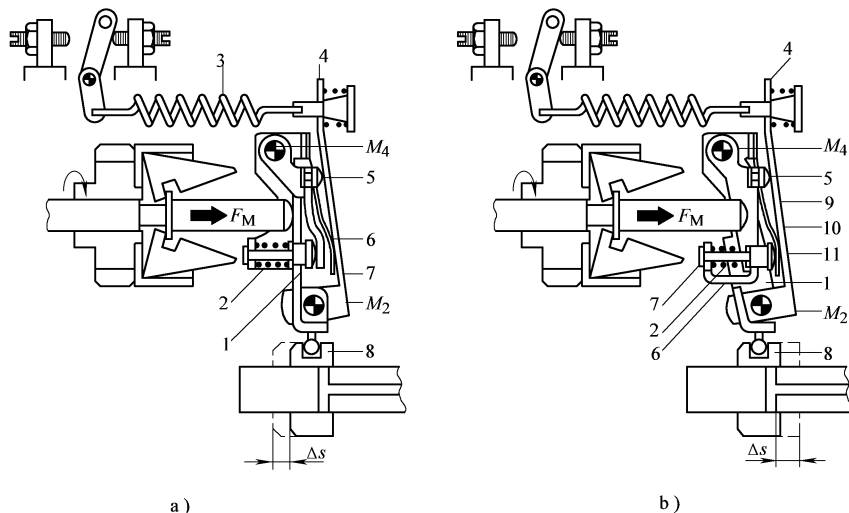


图 7-41 VE 分配泵全程调速器油量校正的工作原理

a) 正校正方式 b) 负校正方式

1—起动杆 2—校正弹簧 3—调速弹簧 4—张力杆 5—止动销 6—校正杆
7—校正销 8—油量调节套 9—起动弹簧 10—校正销头部 11—限位点
 M_2 —活动销(1 和 4 的旋转枢轴) M_4 —活动销(1 和 6 的转动枢轴)

F_M —滑套力 Δs —油量调节套行程

图 7-41a 所示即为实现油量正校正的结构,其校正杆下端,即自由端压在校正销 7 的头上,校正弹簧 2 套在校正销外面,一端支承在起动杆上,另一端将支承销头部压向校正杆自由端,调速器在出厂前,通过调整校正弹簧的预紧力可以设定油量校正开始的转速,在全负荷工况下,当柴油机转速升高到这个转速时,由飞锤的离心力转化到滑套的轴向推力 F_M 即会增加到能够使校正弹簧起作用的程度,于是调速器滑套迫使起动杆(此处需注意,在正校正机构里,调速器滑套是直接和起动杆接触的),以活动销 M_2 为中心向顺时针转动,同时也使它与校正杆的共同枢轴活动销 M_4 也略微向前(图中向右)移动,应当指出的是,在全负荷工况下,若操纵杆已置于最高转速位置,调速弹簧 3 处于最张紧状态,但转速尚处于中低转速范围内,则飞锤产生的离心力还不足以克服调速弹簧的张力使张力杆 4 产生转动,假定没有校正机构,起动杆在压缩了起动弹簧行程 a (图 7-37)紧贴在张力杆后,不可能再转动,可是在加装了校正机构以后,起动杆是通过校正杆上的止动销 5 与张力杆 4 接触的,即使张力杆不动,校正杆 6 也能以止动销为支点向顺时针方向转动并以其下端通过校正销头部压缩校正弹簧 2,从而使其上端与起动杆 1 铰接在一起的活动销 M_4 ,有了向前移动并使起动杆以活动销 M_2 为中心向顺时针方向旋转的可能,其结果就是通过起动杆下端的球头销使油量调

节套 8 向减少柱塞有效行程方向移动,从而实现了油量的正校正过程(油量随转速的增加而减少),此过程一直延续到校正销头部 10 的底面压在起动杆上不能再移动为止。

图 7-41b 为负校正方式,飞锤通过调速器滑套顶在校正杆 6 上,校正杆下方装有校正销 7 和校正弹簧 2,校正杆上端仍然是通过活动销与起动杆 1 一起铰接在活动销 M_4 上,其上的止动销 5 则顶在张力杆 4 上。油量校正开始的转速也是在调速器出厂前通过调整校正弹簧预紧力来设定的。在全负荷工况下,当柴油机转速升高到这个转速时,起动弹簧 9 已被压缩,滑套通过校正杆 6(此处需注意,在负校正机构里,调速器滑套是直接与校正杆接触的)上的止动销 5 压向张力杆 4,其下部校正销头部 10 也顶在张力杆上(见图中的限位点 11),由于柴油机转速仍不足以使张力杆拉动调速弹簧,故张力杆 4 仍然保持在不动的位置上,于是飞锤的滑套力 F_M 即迫使校正杆 6 压缩校正弹簧 2 并以其止动销 5 为支点向逆时针方向转动,从而使它与起动杆 1 的共同枢轴 M_4 略微向后(图中向左)移动,其结果是使起动杆绕活动销 M_2 按逆时针方向转动,并通过其下端的球头销使油量调节套向增加柱塞有效行程的方向移动,从而实现了油量的负校正过程(油量随转速的增加而增加),此过程一直延续到校正杆压在校正销头部 10 的底面为止。

由以上分析可知,在分配泵杠杆系统中加装校正机构的方案,不仅十分复杂,而且其正、负校正功能并不能互换与兼容,各种弹簧与杆件间隙之间的匹配与调整又必须十分精确,因此已逐渐为其他方法所代替,例如正校正功能可以通过液力校正(采用特殊结构的出油阀或对柱塞回油孔的尺寸和形状作适当调整)的方式实现,而负校正功能,对于增压柴油机可以采用增压补偿器,对于非增压柴油机亦可以采用类似的装置(根据分配泵内腔压力变化来控制带锥面滑柱的移动)来实现。

图 7-42 所示即为带增压补偿器(LDA)的 VE 分配泵结构图,其功能与效果和图 7-36 所示 RSV 全程调速器的增压补偿装置相似。由图 7-42 可见,增压补偿器(LDA)装在分配泵上端,其内部空腔分隔成上下两个相对独立的密封腔,上腔通过增压空气接口 14 与柴油机增压后的进气连接,下腔则由通气孔 15 与大气相通,压缩弹簧 7 自下向上压在皮膜 6 上,弹簧的预紧力可以通过调整螺母 5 调整,以便使 LDA 起作用的工作点与涡轮增压器的压力相匹配,皮膜上装有带控制锥 9 的滑柱 8,控制锥的型面与推杆 4 相接触,当皮膜带动滑柱作上下垂直运动时,推杆会因控制锥面的作用产生水平方向的移动,从而进一步推动摇杆 3 绕其枢轴 M_1 作旋转运动,摇杆上端与推杆 4 接触,下端则压在张力杆 12 的表面上,其间的压紧力由调速弹簧 1 产生。当柴油机以低转速运行时,增压空气压力较低,传到皮膜 6 上方的压力不足以克服弹簧 7 的预紧力,因此皮膜连同滑柱在弹簧力的作用下处于上方的起始位置(此位置亦可以由顶盖上的螺钉调整),增压补偿器不起作用。随着柴油机转速的提高,增压压力持续增加,当作用在皮膜上的增压压力大到能克服弹簧的作用力时,皮膜就推动滑柱 8 下移,这时通过滑柱的控制锥 9、推杆 4 和摇杆 3 的共同作用,张力杆 12 和起动杆 13 得以在调速弹簧 1 拉力的作用下,向油量增大的方向转动(油量增加系依靠起动杆下端球头销推动油量调节套筒来实现的,图 7-42 中此部分机构未显示,但可参见图 7-37 ~ 图 7-41);反之,若转速和增压空气压力降低,弹簧 7 将推动皮膜和滑柱上移,使油量减少,这样就产生了类似油量负校正的效果,实现了油泵供油量与增压压力之间的合理匹配,从而保证了增压柴油机清洁、有效地进行燃烧。

为了满足在高原地区工作的需要,分配泵须加装大气压力补偿器(ADA),以便根据外

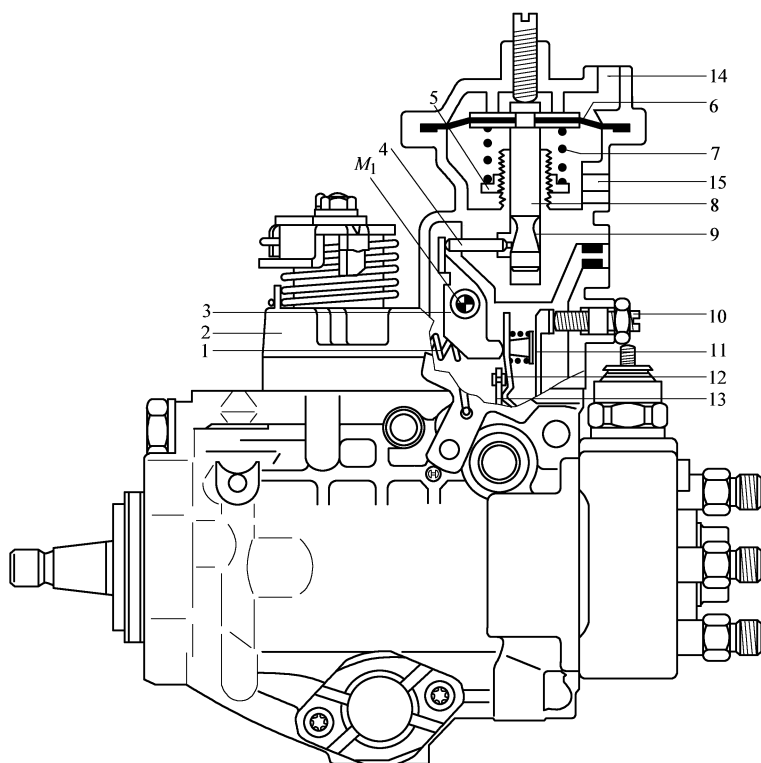


图 7-42 VE 分配泵的增压补偿装置(LDA)

- 1—调速弹簧 2—调速器盖 3—摇杆 4—推杆 5—调整螺母 6—皮膜
7—压缩弹簧 8—滑柱 9—控制锥 10—全负荷油量调整螺钉 11—调节杆
12—张力杆 13—起动杆 14—增压空气接口 15—通气孔 M_1 —摇杆 3 的旋转枢轴

界大气压力的变化来调节全负荷时的供油量，ADA 的结构原理与 LDA 相同，唯一的区别是，ADA 有一个控制盒与车辆上的某个真空系统(如同制动系统)相连，控制盒为 ADA 皮膜下方空间提供一个绝对压力为 700mbar(0.07MPa)的参考压力，皮膜上方空间则与外界大气相通，这样当车辆在高原或高山上行驶、外界大气压力减小时，皮膜就带动滑柱向上移动，通过推杆和摇杆使油泵的供油量减少，其工作方式与 LDA 相似。

在第 5 章介绍喷油泵结构时已说明，无论是直列泵还是分配泵，其供油提前角均应随柴油机转速与负荷而变，即随转速或负荷的增加而适当提前，在 5.5 节有关 VE 分配泵内容中已经介绍了其液压提前器的结构与工作原理(图 5-45 和图 5-46)，它是利用滑片式输油泵供油压力随转速上升的原理来实现供油提前角随转速变化的，而且利用这个机构也同样能实现供油提前角随负荷的变化，不过为此需在 VE 分配泵调速器的结构上采取适当的措施，其机构简图和工作原理分别如图 7-43 和图 7-44 所示。由图可见，在带负荷提前功能的分配泵全程调速器结构中，调速器轴(图 7-43 中的 7 和图 7-44 中的 2)上设有一个环形槽(图 7-44 中的 6)、一个中心纵向孔(图 7-44 中的 1)和两个横向孔(图 7-44 中的 5 和 7)，调速器滑套(图 7-43 中的 2 和图 7-44 中的 4)上也开有相应的控制孔(图 7-44 中的 3)，调速器轴中心孔左端的横向孔通向泵体(图 7-43 中的 9)上的油道，而此油道是与滑片式输油泵吸油边相通的。在起动(初始)位置(图 7-44a)，滑套处于最大供油量，也就是图中最左位置，其上的控

制孔处于关闭状态,隔断了分配泵内腔与输油泵吸油道之间的通路,油泵内腔压力维持在与输油泵供油压力相当的水平上,负荷提前器(LFB)不起作用,但当驾驶员通过操纵杆(图 7-43 中的 11)将调速器调定在高于怠速工况的某一转速位置后,如果外界负荷小于全负荷时,转速会增加至调定的转速,这时由于飞锤张开的作用,使滑套移至如图 7-44b 所示的位置,即滑套控制孔 3 的边缘与调速器轴上环形槽控制棱边 6 相切的位置,柴油机即应在这个转速与负荷下维持稳定运转。若这时负荷再稍许减少,柴油机与油泵调速器的转速就会继续增加,飞锤在向外张开过程中,会推动调速器滑套再向减油方向(图中向右)移动,其结果是使滑套上的控制孔 3 与调速器轴

上的环槽与中心纵向孔 1 相通(图 7-44c),这样就使油泵与调速器内腔与输油泵吸油边之间的通路开启,降低了分配泵腔内的压力,也使分配泵液压提前器的柱塞(图 5-46 中的 7)感受的压力降低,导致滚轮座圈(图 5-46 中的 2)在弹簧(图 5-46 中的 9)推动下向推迟供油始

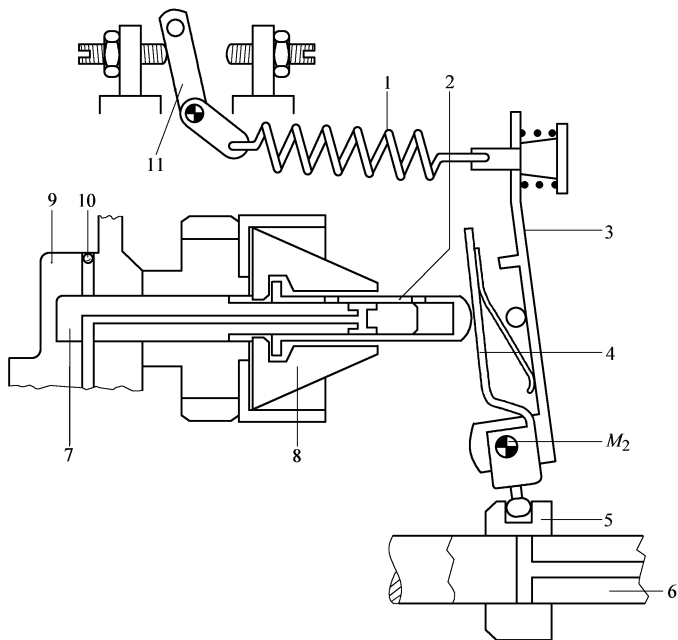


图 7-43 VE 分配泵负荷提前器(LFB)的机构简图

1—调速弹簧 2—滑套 3—张力杆 4—起动杆 5—油量调节套
6—分配泵柱塞 7—调速器轴 8—飞锤 9—分配泵壳体 10—密封钢球
11—操纵杆 M_2 —活动销(3 和 4 的旋转枢轴)

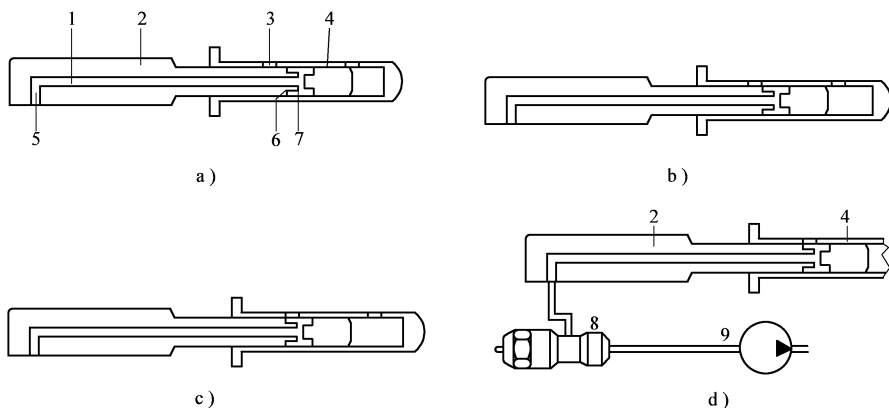


图 7-44 负荷提前器(LFB)在各种工况下的滑套位置

a) 起动位置(初始位置) b) 控制孔即将开启的全负荷位置
c) 控制孔已开启,油泵内腔压力下降 d) 电磁阀切断油路,LFB 不起作用

1—调速器轴中心的纵向孔 2—调速器轴 3—滑套上控制孔 4—滑套
5、7—调速器轴上的横向孔 6—调速器轴上环槽的控制棱边 8—电磁阀 9—滑片式输油泵

点方向转动；反之，若负荷增加，柴油机与油泵调速器的转速就会降低，飞锤向内收缩，滑套向左，即增加油量方向移动并重新隔断油泵与调速器内腔与输油泵吸油边的通路，从而使分配泵腔内的压力增高并通过液压提前器使供油始点提前，于是就实现了喷油正时随负荷变化的功能。此外，当油温低于 60°C 时，为了减少 HC 的排放，应将 LFB 关闭，为此在改进的负荷提前装置中增加了电磁阀 8，它可以在通电后切断通向输油泵吸油边的油路(图 7-44d)，使 LFB 不起作用，而当电路断电时，电磁阀不起作用，油路仍可保持畅通，又得以恢复 LFB 的功能。

从以上介绍的分配泵机械式调速器及其部分附件功能可知，为了满足油泵与柴油机性能匹配之间多方面的要求，不仅机构会变得十分复杂，而且其调节精度也难以保证，这个问题对于前面讲过的直列式喷油泵的机械式调速器和下一节将要介绍的机械式提前器也同样存在，而解决这一问题的根本出路则是对于柴油机燃油供给与调节系统进行电子控制，有关这方面的内容见本书第 8 章。

7.5 直列式喷油泵的供油提前器

众所周知，柴油机燃烧过程的品质在很大程度上取决于燃油喷射、进气与燃烧室形状之间的合理匹配，其中喷油正时(喷油始点或喷油提前角)是一项十分关键的因素。在第 2 章中有关燃烧、第 3 章有关燃料喷射过程和第 5 章有关直列式喷油泵柱塞结构的介绍中已经说明，油泵几何供油始点 φ_{ps} 、喷油器的喷油始点 φ_{js} 和缸内燃烧始点 φ_{cs} 是不一样的，它们之间存在一定的时差(图 3-4)。从喷油始点到缸内燃烧始点之间的时差，即为滞燃期或称着火滞后期(见式(2-43)和式(2-44))，尽管影响滞燃期的因素很多，但若以时间(ms)计量，其值变化不大且基本上不受转速影响，但是若以曲轴转角计量，同样的滞燃期所占的角度将随转速成倍增加，因为同样时间内曲轴转过的角度与转速成正比，为了使燃烧能在上止点附近的正确位置开始并且不在膨胀行程拖得过长，要求喷油始点随柴油机转速的提高而适当提前，但是在泵-管-嘴燃料供给系统中，喷油正时是由喷油泵的供油时刻来给定的，喷油嘴的喷油始点与喷油泵的供油始点之间相差一个喷油延迟角 $\Delta\varphi_{pj} = \varphi_{ps} - \varphi_{js}$ (见式(5-7))，其值取决于压力波以声速在喷油泵与喷油器之间高压油管内的传播时间，尽管这个时间在油管长度一定和管内不产生气穴现象的前提下，大致上是一个常数，也基本上不受柴油机转速的影响，但是若以曲轴转角计量， $\Delta\varphi_{pj}$ 也和滞燃期一样，是与柴油机转速成比例的，这样如果喷油泵供油始点保持不变，按曲轴转角计量的喷油始点即喷油提前角不仅不能按燃烧过程要求那样适当提前，反而会因 $\Delta\varphi_{pj}$ 的增加而大大推迟。为了弥补这种情况，以保证在各种转速下均有正确的喷油正时，必须对喷油泵的供油始点作相应的调整，也就是要求喷油泵的供油提前角应随柴油机转速的提高而增大，这一问题对于转速变化不大的柴油机(固定发电装置、农用或工程机械动力)并不突出，但对于转速变化范围较广的车用柴油机而言，却是无法回避的，为此必须采取相应的措施，来满足供油正时随转速变化的要求。此外，虽然在直列式喷油泵中也有利用柱塞顶部间隙来实现供油(或喷油)提前的方案(见图 5-17)，然而比较可靠和常见的方法仍然是在直列式喷油泵上加装机械式供油提前器。至于分配泵上的供油提前措施(液压提前器)，在第 5 章中已有介绍。

直列式喷油泵的提前器形式很多，且按喷油泵的规格各成系列，但其基本原理仍大体相

同,均属离心式机械提前器,它装在喷油泵凸轮轴和柴油机驱动轴之间,利用提前器内飞锤产生离心力和弹簧力的平衡关系,改变两轴之间的相对角度,以达到调节供油提前角的目的。

按照结构和润滑方式的不同,离心式机械提前器又分为外装式(又称闭式或摆锤式)和内装式(又称开式或偏心轮式)两类,前者又包括SA型和SP型两种,其中SA型提前器虽为Bosch公司早期产品,但因结构成熟、可靠,目前仍在广泛应用,SP型提前器则是其后的改进型,两种提前器均为独立于传动齿轮和喷油泵的整体部件,内部密封了润滑用的机油,因而不需与柴油机润滑油道相通。由于这种提前器装在喷油泵凸轮轴端后,使整个油泵总成的尺寸较长,需要在柴油机留出较大的安装位置,故它们多用于6缸或6缸以上的柴油机上。

图7-45和图7-46所示分别为SA型提前器的立体结构和工作原理图。由图可见,提前器的从动盘装在喷油泵凸轮轴上,两者之间以键连接,从动盘上压有飞锤销(在图7-46中用A表示),两根飞锤销上各套有一块飞锤(两飞锤大小与质量相等以保持旋转时的平衡),而驱动盘外面有连接爪(图7-45中的B)以接受来自驱动轴联轴器(图中未示出)的传动,驱动盘内面压有两根传动销(图7-46中的B),它们和飞锤销一样,也同时作为提前器弹簧的弹簧座,装配时提前器弹簧被压缩在飞锤销A与传动销B之间(图7-46),反之,弹簧也同时将传动销的外圆表面压紧在飞锤曲面上,柴油机在工作时,当转速达到提前器规定的起作用转速时,飞锤向外张开并以其内凹曲面推动传动销并将弹簧压缩,飞锤销A与传动销B之间距离的改变就意味着从动盘和驱动盘之间错开一定的角度,也就是使驱动轴与喷油泵凸轮轴之间错开相应角度 α (见图7-45)从而达到供油提前角随转速提高而增大的目的。由图7-46可见,当飞锤从起始位置(即提前器起作用转速)向外张开至终了位置(即提前器作用结束时的转速)时,弹簧长度从 L_1 被压缩至 L_2 ,供油提前角最大调节范围达 10° 凸轮转角,至于提前器具体起作用与停止作用的转速以及在此转速范围内供油提前角随转速的变化规律,可以通过对弹簧预紧力(用增减弹簧座处的垫片)、弹簧刚度以及飞块质量之间的匹配来实现。

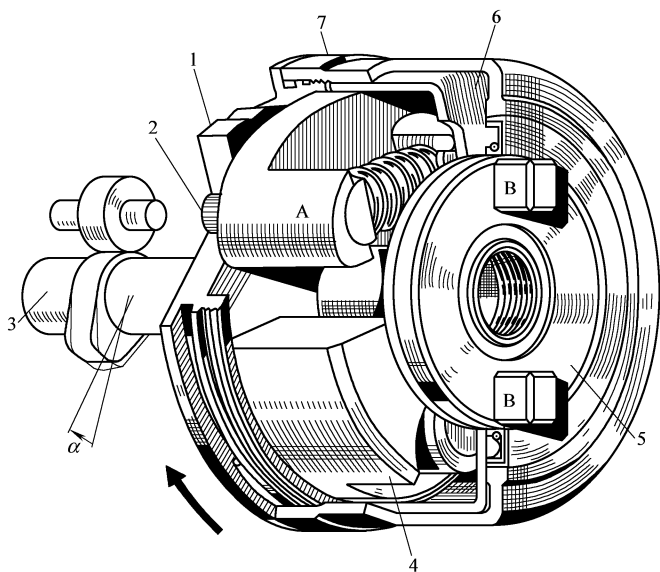


图7-45 SA型供油提前器的立体结构图

1—从动盘 2—飞锤销 3—喷油泵凸轮轴 4—飞锤 5—驱动盘
6—轴承罩 7—外壳 α —凸轮轴的调节角度

图7-47和图7-48所示分别为SP型提前器的立体结构和工作原理图,其工作原理与SA型提前器相似,但在结构上有较大改进:首先是飞锤销装在驱动盘上,驱动盘同时也是提前器的外壳,其上的联结爪与驱动轴的万向节连接(因在另一面,故图上未显示),每个飞锤上均装有一个滚轮,它们与从动盘两臂背面的曲面相接触;其次是采用了两组双弹簧结构,它们在装配

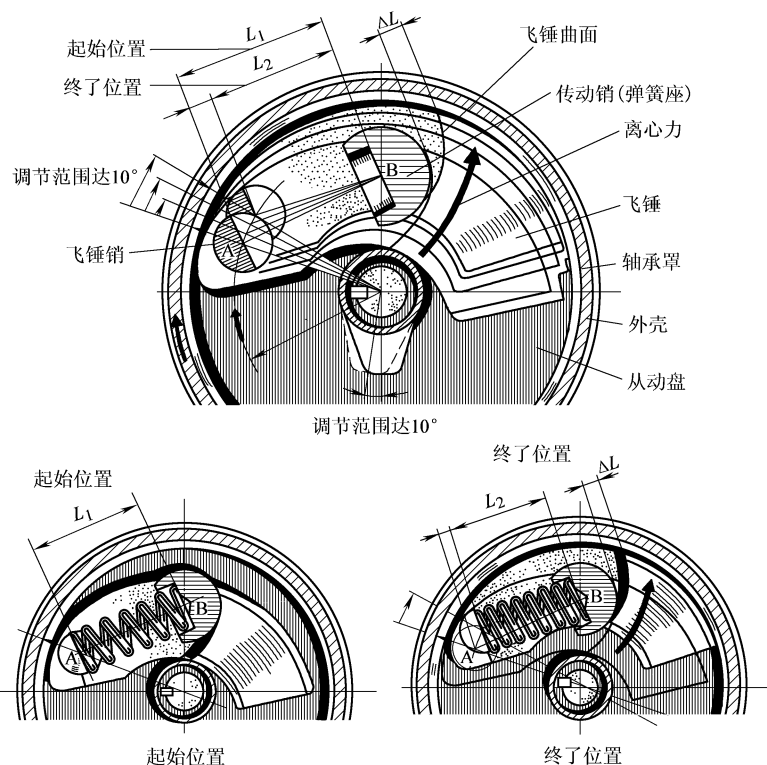


图 7-46 SA 型供油提前器的工作原理

时被压紧在飞锤销伸出的平面和从动盘两臂前面的平面之间，于是弹簧也就将从动盘两臂压紧在飞锤的滚轮上，而从动盘上的轮毂则开有与喷油泵凸轮轴连接的键槽。这样，当柴油机转速提高至提前器起作用的转速时，随着飞锤的张开，其上的滚轮就会沿从动盘两臂背面的曲面滚动，并压缩弹簧，使从动盘与驱动盘之间错开一定的调节角 α ，从而实现供油的提前功能，其工作原理如图 7-48 所示。前面已说明，为了对于可能出现的振动进行阻尼并保证零部件的润滑，提前器内部充满机油，整个提前器用盖板与密封圈予以密封。与 SA 型相比，SP 型提前器的优点是工作能力较强(飞锤质量增大)，摩擦阻力较小(在曲面上以滚轮的滚动代替传动销的滑动)，因而灵敏度和恢复性均较前者得到明显的改善。

如图 7-49 和图 7-50 所示分别为一种内装式双偏心提前器的立体结构和工作原理图，这种提前器与油泵正时齿轮做成一体，

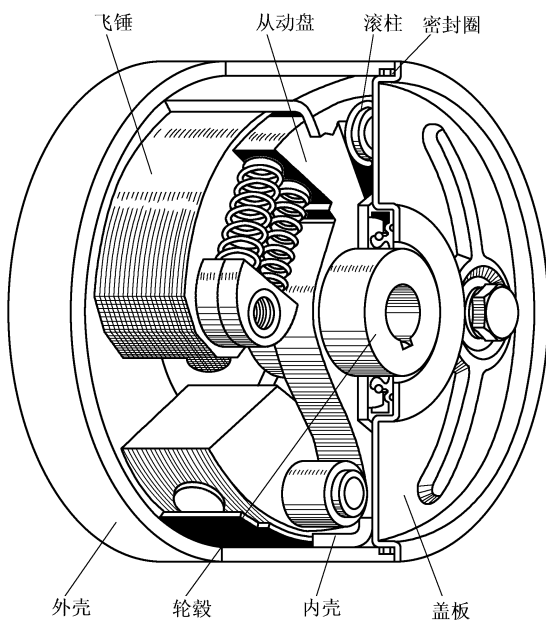


图 7-47 SP 型供油提前器的立体结构图

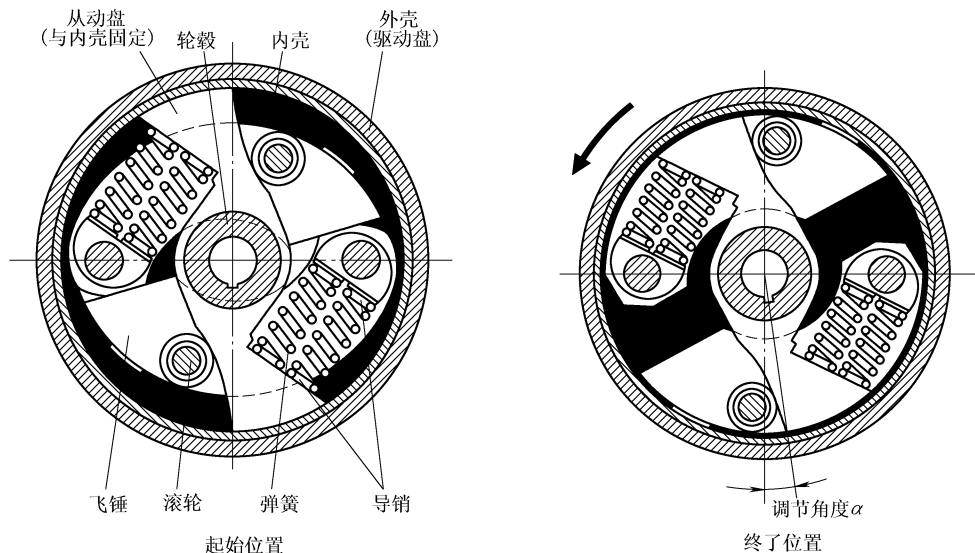


图 7-48 SP 型供油提前器的工作原理

并依靠轮系上的油道润滑，结构比较紧凑，因此在柴油机安装位置较紧的情况下（如 4 缸或 4 缸以下柴油机上）广为应用。此外，在这种提前器中飞锤不像 SA 和 SP 型提前器那样绕某一支点摆动，而是作往复直线运动，并通过一对内外套装的偏心轮来实现驱动盘与从动盘之间的角度错位，双偏心提前器的名称也由此而来。

由图 7-49 和图 7-50 可见，驱动盘 1 即喷油泵的正时齿轮，用螺钉与提前器外壳 3 连成一体，外壳内面压有两个传动销 6；从动盘 9 装在外壳内并能在其中作相对转动，盘上有对称布置的孔，两个大偏心轮，即调节偏心轮 4 分别装在这对孔内，调节偏心轮上也有大小两个偏心孔，大孔内装有小偏心轮，即补偿偏心轮 5，小孔则与飞锤销 10 相配合，两个补偿偏心轮上也各有一个偏心孔，分别套在驱动盘（外壳）的传动销 6 上。这样，喷油泵正时齿轮和提前器外壳的转动，即能通过传动销、补偿偏心轮、调节偏心轮传给从动盘 9，而从动盘则以它轮毂 2 的键槽与喷油泵凸轮轴连接。另外，还有一对飞锤 8 穿在大偏心轮伸出的飞锤销 10 上并装在从动盘轮毂的外圆处，停机时它们在弹簧 7 的压力下处于闭合状态。工作时，当柴油机转速达到提前器起作用的转速时，飞锤 8 即克服弹簧的预紧力向外移动并通过飞锤销带动调节偏心轮 4 旋转，由于大小偏心轮是偏心套装的，故大偏心轮，即调节偏心轮 4 的转动将通过补偿偏心轮 5 和传动

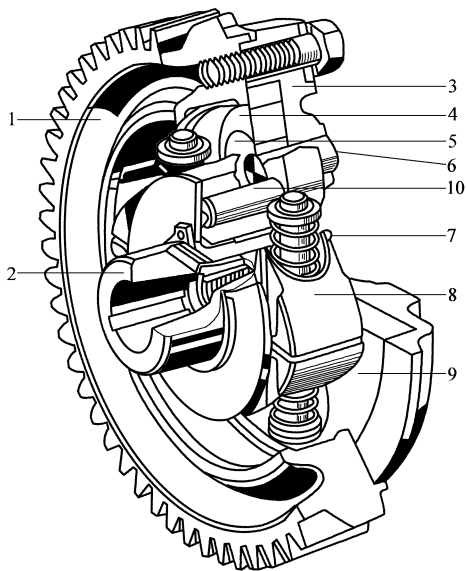


图 7-49 双偏心提前器的立体结构图

- 1—驱动盘（齿轮） 2—从动盘（轮毂） 3—外壳
4—调节偏心轮 5—补偿偏心轮
6—传动销 7—弹簧 8—飞锤
9—从动盘（调节盘） 10—飞锤销

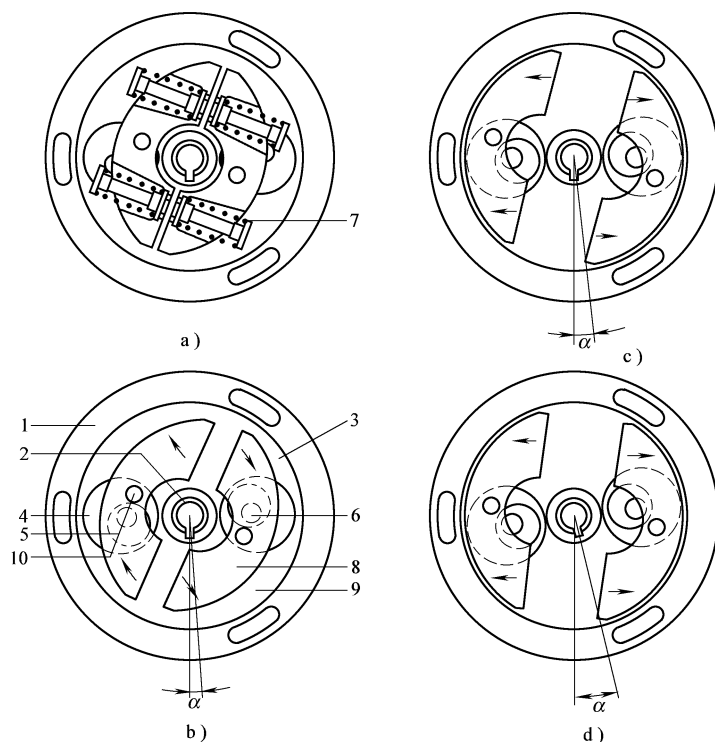


图 7-50 双偏心提前器的工作原理

1—驱动盘(齿轮) 2—从动盘(轮毂) 3—外壳 4—调节偏心轮 5—补偿偏心轮
6—传动销 7—弹簧 8—飞锤 9—从动盘(调节盘) 10—飞锤销 α —调节角度

销 6 使驱动盘和从动盘之间错开一定的角度 α ，从而达到调节供油正时的目的，其工作原理见图 7-50，其中图 a 为停机时的飞锤位置，提前器不起作用；图 b 为低速工况位置；图 c 为中速工况位置；图 d 为高速工况。由图可见，随着飞锤向外的移动，供油提前角 α 将逐渐增大，图 7-50d 所示即为最大供油提前角位置，其值可达 15° 凸轮轴转角。

相对于前面介绍过的外装式(SA 和 SP 型)提前器，这种双偏心提前器的优点除了结构紧凑，润滑条件好以外，在优化提前器功能方面的自由度也要大一些，因为它不仅能够通过改变弹簧的预紧力和刚度来给定提前器起作用的范围，而且还可以通过改变大小偏心轮的几何尺寸和起始安装位置来影响供油提前角度随转速变化的特性，甚至可以实现低速范围内有一段时间推迟供油(降低 NO_x 排放和噪声)，到高速范围再恢复提前供油的功能。

第 8 章

柴油机燃料供给与调节系统的电子控制

随着对柴油机节能、排放与噪声方面日益严格的要求,除了要提高喷油压力以外,还必须在喷油量、喷油正时、喷油压力和喷油规律控制方面进行优化,以保证柴油机与其燃料供给和调节系统之间在各个工况下,实现合理与精确的匹配。在机械式控制方式中,尽管人们已在喷油泵与机械式调速器上采取了多种措施,但仍难以完全满足上述要求。为此,必须对柴油机及其燃料供给与调节系统实行电子控制(Electronic Diesel Control,缩写 EDC)。

与机械控制方式相比,柴油机电控喷射有以下几个优点:

(1) 电控技术能使控制更为全面和精确,比之原有的机械或机、液控制更易实现性能优化并对相互矛盾要求进行合理折中,这样就能使燃油消耗率和有害物的排放量大幅度下降。

(2) 由于机械或机、液控制在结构、工艺上的复杂性和局限性,很多已被证明是有效的改善性能的措施,如预喷射或多次喷射、喷油率与喷油压力的精确控制等均难以实现,采用电控后有助于满足这些控制要求。

此外,即便机械或机、液控制能实现的项目,如:油量正、负校正,增压补偿,供油提前等,也因每一项功能都得增加附属装置而使成本上升、可靠性下降,远不如电控软件增减来得简便。

(3) 采用电控技术后,控制对象和目标大为扩展,除常规稳态性能调控外,还可扩展到各种过渡过程的优化控制、故障自动监测与处理、操作过程自动化以及自适应控制等,最终发展成为整机的电脑管理系统,从而使整机性能与可靠性得到大幅度的提高。

在第 1 章中已经说明,柴油机电控喷射按控制方式分为两大类:一类是位置控制方式(图 1-22),它的特点是在原来机械控制循环喷油量和喷油正时的基础上,用线位移或角位移的电磁执行机构或电磁-液压执行机构来控制循环供油量(喷油泵齿杆位移),还可以用改变柱塞预行程的办法,改变喷油正时和供油速率,从而兼顾高压喷射中高速大负荷和低怠速工况对喷油过程的不同要求,其典型产品有直列式柱塞泵电控系统、一部分 VE 分配泵电控系统以及电子调速器等;另一类是时间控制方式(图 1-23),该类电控高压喷射装置的工作原理与传统机械式的完全不同,是在高压油路中利用一个或几个高速电磁阀的启闭来控制喷油泵的供油和喷油器的喷油过程,喷油量的多少是由喷油压力的大小与喷油器针阀开启时间的长短来决定的,而喷油或供油正时与持续期则由控制电磁阀的开启时刻确定,这样就可以实现喷油量、喷油正时和喷油速率的柔性和综合控制,其典型产品是带高速电磁阀控制的 VE 和 VR 型分配泵、新型高压单体泵(UPS)、泵-喷嘴(UIS)和共轨(CR)电控系统。



本章将首先介绍一些有关电控柴油机电子控制的基本知识，在此基础上再进一步说明各种燃料供给与调节系统的电控方式。

8.1 柴油机电控系统概述

8.1.1 系统组成

在柴油机燃料供给与调节系统的电子控制中，不论采用何种方案，其电控部分均由传感器(Sensors)、电控单元(Electronic Control Unit, 缩写 ECU)与执行器(Actuators)三部分组成，如图 8-1 所示。

图 8-1 所示左部为传感器与工况设定部分，传感器的功用是检测柴油机及车辆运行时的各种信息，如进气与环境压力、冷却液、机油与燃油温度、进气流量、喷油泵油量调节机构(直列泵中的齿杆或 VE 分配泵中的油量调节套)的位移、曲轴转角信号与柴油机转速、车辆的行驶速度、喷油器针阀的升程等。目标设定则包括柴油机转速与负荷(加速踏板或操纵杆的位置)等。反映上述各种信息的信号多数是模拟信号，有的是数字信号或脉冲信号，在送入 ECU 以后，尚需经过滤波、整形及放大处理，模拟信号还要经过 A/D 转换，全部转变成计算机能够接受且量程合适的数字信号。

图 8-1 中部的电控单元(ECU)是柴油机电控的核心部分。它的硬件部分包括微处理器(Microprocessor)或中央处理器(Central Processing Unit, 缩写 CPU)、各种存储器(RAM、ROM、EPROM、Flash-EPROM、EEPROM)、输入输出接口(I/O)以及上述各部分之间传递信息的数据总线、地址总线和控制总线以及产生时间节拍脉冲的计时器等。ECU 软件的核心内容是柴油机的各种性能调节曲线、图表和控制算法，其作用是接受和处理传感器的所有信息，按

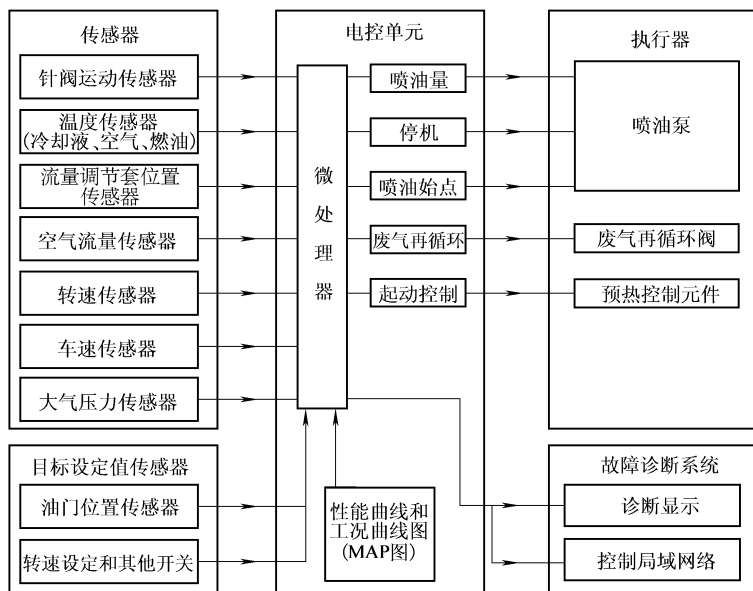


图 8-1 柴油机电控(EDC)系统框图

软件程序进行运算,然后发出各种控制脉冲指令给执行器或直接显示控制参数,其中喷油量和喷油正时脉冲是 ECU 发出的最重要的控制指令。为了实现对柴油机喷射过程控制的优化,储存在 ECU 中的曲线和图表包括一些在产品开发过程中通过大量试验总结出的综合各方面要求的目标值,如喷油量与喷油正时随转速与负荷变化的三维曲面图,这种图形一般称为脉谱(MAP)图,例如,如图 8-2 所示为一台车用柴油机的喷油正时和喷油量的脉谱图,前者(左图)表示喷油始点随柴油机转速与负荷变化的目标控制量;后者(右图)表示受烟度限制的每循环最大喷油量随柴油机转速和增压压力的变化关系。工作时,当 ECU 接受到从针阀升程传感器送来的实时喷油始点信号时,就能对实际值与目标值两者之间进行比较与计算,并发出控制指令,以保证两者之间差别为最小,从而实现理想的喷油正时。至于循环供(喷)油量的控制,原理也一样,除了转速与负荷以外,还与柴油机一系列其他因素(如进气流量、冷却液、机油与燃油的温度,增压压力与环境大气压力等)和限制条件(如烟度限制)有关。在转速调节方面,若采用以转速为反馈信号的闭环控制,则不难实现调速率为零的恒速调速过程,而这一点在机械式调速器中是不可能做到的。

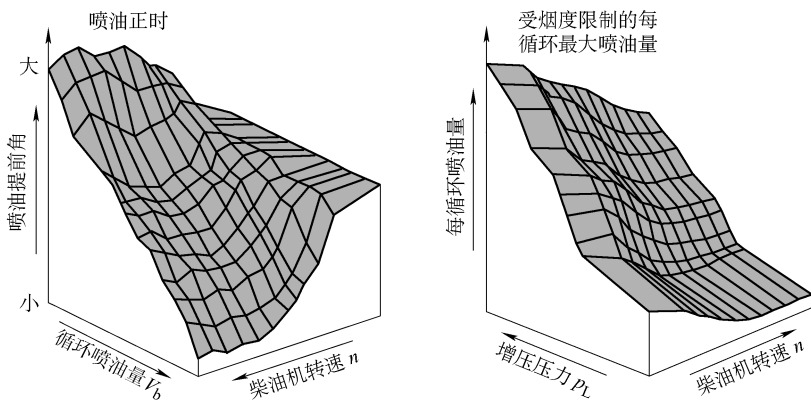


图 8-2 柴油机喷油正时和喷油量控制的脉谱(MAP)图

此外,如果整车的各种装置(如传动系、制动系等)均分别有各自的 ECU,则电控燃料供给系统的 ECU 还具有相互数据传输、交换以及根据其他系统信息修正本系统执行指令等功能,进一步可发展为整机或整车的控制任务统由一个中央 ECU 来实现,这就成为整机或整车的统一电子控制与管理系统。

图 8-1 所示右部为执行器部分,其功能为接受 ECU 传来的指令,并完成所需调控的各项任务,执行器的种类很多,并视控制与调节方式不同而异,如在位置控制方式中,有使喷油泵齿杆达到油量控制目标位置的电磁铁,使喷油泵达到预定供油提前角的控制阀,在时间控制方案中,有控制喷油器针阀启闭的电磁阀或压电伸缩机构等。

8.1.2 传感器和执行器

前已说明,传感器的功用是将柴油机运行工况与环境的多种信号及时并尽可能真实地传递至电控单元,这些信号又可分为数字信号、模拟信号和开关信号几种。数字信号为离散的变量,精度依赖于信号发生装置的设计。例如,表征曲轴转速与转角位置的电磁式传感器所发出的信号,其精度与触发轮上的齿数有关,增加齿数可以相应地增加测量精度。数字信号经整形与放大后,即可通过电控单元的 I/O(Input & Output)接口直接进入微机。

模拟信号是连续的变量,其模拟量(如电压)的变化与传感器感受到的作用成正比,精度则受到传感器本身以及环境等多种因素的影响。在柴油机电控喷射系统中,多数传感器(如温度、压力等)所给出的信号均为模拟信号,它们在进行滤波整形、放大等预处理后,需要再经过模数(A/D)转换才能输入电控单元的微机。

开关是一种特殊的传感器,它只给出是与否或高与低的两态信号。开关信号也和数字信号一样,可以直接为微机所接受,而无需经过 A/D 转换。由于传感器的种类繁多,形式多样,原理也各异,而且随着电控技术的发展,还不断推出新的品种,以满足传感器在测量精度、使用可靠和结构紧凑方面的多种要求,故此处不再详细介绍,仅以下列几个较为重要的例子加以说明。

1. 温度传感器

图 8-3 所示为测量柴油机冷却液(水)温度的热敏电阻式温度传感器,其主要测量元件为封闭在壳体中的热敏电阻,通常是采用温度系数为负值(即电阻随温度增高而降低)的半导体材料,故称为 NTC(Negative Temperature Coefficient)型热敏电阻,由于热敏电阻不仅随传感器头部伸入被测液体中感知温度的变化,同时又通过电路插接器串联在参考电压为 5V 的测量电路中,因此它的电阻随温度的变化特性(图 8-3b),即能反应在输出电压的改变上,这个变化的信号经 A/D 转换输入 ECU 以后,便能根据贮存在其中的相关曲线(电压-电阻-温度之间的关系)得出测定的温度。

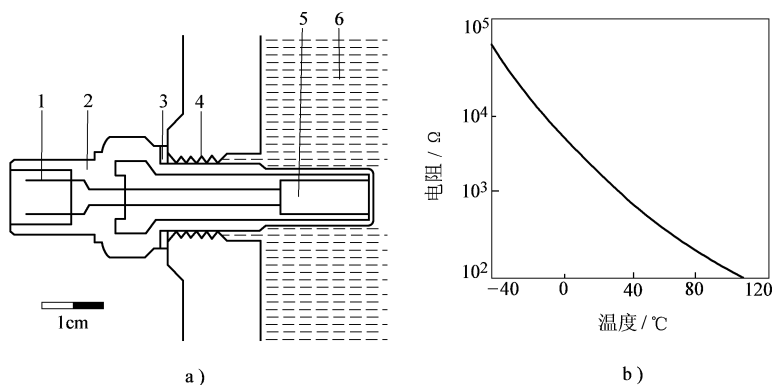


图 8-3 热敏电阻式温度传感器

a) 结构简图 b) 特性曲线

1—电路插接器 2—传感器壳体 3—密封垫圈 4—连接螺纹 5—热敏电阻 6—柴油机冷却液

这种传感器除了柴油机冷却水外,还可用于机油、燃油和进气温度的测量,其量程虽略有不同,但均在 $-40^{\circ}\text{C} \sim 170^{\circ}\text{C}$ 之间,所用的热敏电阻材料属于迁移金属的 N 型(以电子作为载流体的)陶瓷半导体,即由具有镍、锰、钴及铁等金属的氧化物(MnO-CoO-Ni 、 MoO-CoO 、 MoO-NiO 系列等)做成的,这类热敏电阻的最高测量温度一般不超过 300°C ,能够满足以上用途的需要,而对于排气温度(量程为 $-40^{\circ}\text{C} \sim 1000^{\circ}\text{C}$),则需采用稀有金属铂(Platinum)制作的高温电阻或热电偶作用温度传感器。

2. 压力传感器

图 8-4 所示为一种测量进气管绝对压力的半导体压敏电阻式压力传感器,它的压力感受元件是在硅晶体的中央,通过光刻腐蚀形成的直径很小(约 2mm)厚度为 $25\mu\text{m}$ 左右的薄膜再借助 P 型(以空穴作为载流体)半导体的不纯物(杂质)的扩散,在薄膜表面规定的位置上形成 4 个半导体应变电阻 R_1 和 R_2 (各两个)并构成惠斯登电桥(Wheatstone Bridge)电路,硅

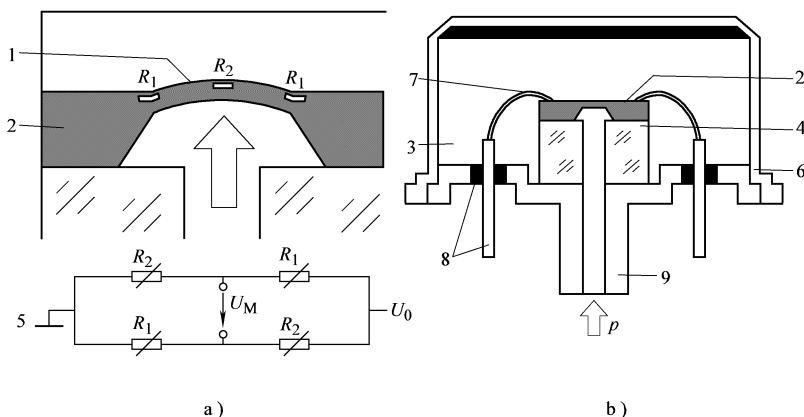


图 8-4 半导体压敏电阻式压力传感器

a) 工作原理 b) 结构简图

1—带应变电阻的薄膜 2—带集成电路的硅晶片 3—真空室 4—耐热玻璃(硼硅酸玻璃片)

5—惠斯登电桥 6—外壳 7、8—电路连接器 9—压力接口 U_0 —参考电压 U_M —测量电压 R_1 —应变电阻(压) R_2 —应变电阻(拉)

片上方为真空室，下方则与进气管的压力 p 相通，整个测量元件连同真空室一起封装在外壳中，构成压力传感器，当它的硅晶片上的薄膜感受进气管压力作用产生变形 ($10 \sim 1000 \mu\text{m}$) 时，其上的应变电阻亦随压力即薄膜变形呈线性变化(压阻效应)，其中两个 R_1 电阻受到压缩，电阻随压力的增大而减小，两个 R_2 电阻受到拉伸，电阻随压力增大而增加，这样就改变了电桥的平衡，产生了与薄膜变形(即测量压力 p) 成正比的电压信号 U_M 。采用这种 4 个应变电阻的差动电桥线路方案，可比单臂式(即只用一个桥臂接应变电阻)连接方式的测量精度和灵敏度提高许多(输出电压相当于后者的 4 倍)，另外由于传感器内测量薄膜的另一边是真空室，因此测得的压力为绝对压力，这对计算进气流量十分方便。总之，这种传感器利用半导体的压阻效应，具有尺寸小(硅晶片尺寸只有 3mm 见方)、精度高、成本低、响应性、再现性和抗振性好等优点。但它也有半导体元件的固有缺点，即受温度影响较大，为此设置在硅晶片上的集成电路不仅可以实现信号放大和线性化的功能，而且还可以对测量结果进行温度补偿，这就大大缓解了对 ECU 的压力，即能将输出电压 ($0 \sim 5\text{V}$) 直接送入 ECU，迅速完成 A/D 转换并能得到正确的测量压力。

图 8-5 所示为采用这种压敏电阻式传感器(图 8-5 中的 7) 测量柴油机进气管压力的情况，这时在同一壳体中还封装了 NTC 型温度传感器(图 8-5 中的 1)，因此可以实现用一个组合型传感器进行多种测量(进气压力和温度)，以达到结构紧凑和使用方便的目的。图 8-5b 所示为其中压力传感器的特性曲线，即其输出电压随压力变化的关系，至于温度传感器的特性则见图 8-5b。

3. 曲轴转速与转角位置传感器

曲轴的转速信号直接反映柴油机的速度工况，曲轴的位置信号则用来判断活塞上止点的位置，以便控制燃料供给系统的喷油时序。常见的电磁式曲轴转速与位置传感器如图 8-6 所示。它的触发轮(或称信号盘)装在曲轴上与曲轴同步旋转，触发轮上加工出若干等节距的齿(例如 $60 - 2 = 58$ 个齿,其中两个齿空缺)，当各齿转过固定在柴油机机体上的磁头(由永久磁铁、软铁芯和绕组组成)时，由于气隙的周期变化，在绕组两端产生交变的感应电动势，

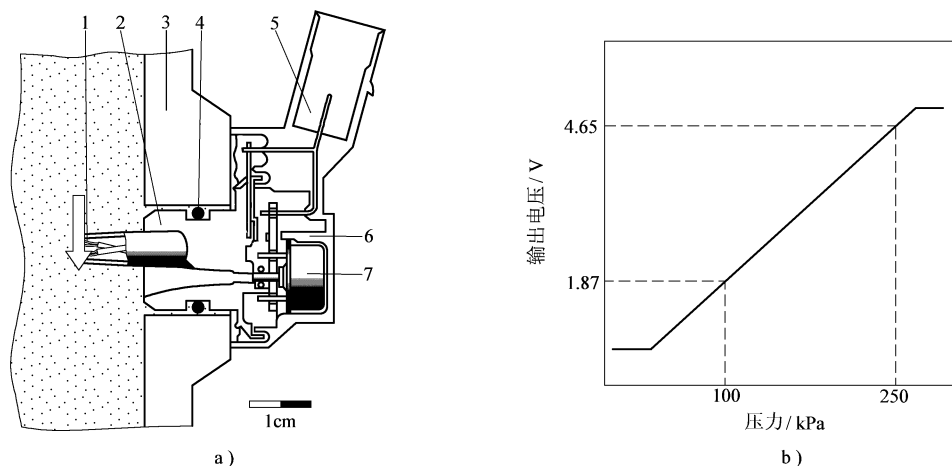


图 8-5 同时测量压力与温度的组合型传感器

a) 传感器结构及其安装情况 b) 压力传感器的电压输出特性

1—NTC 温度传感器 2—传感器壳体 3—进气管壁 4—密封圈 5—电路插接器
6—外盖 7—压敏电阻式压力传感器

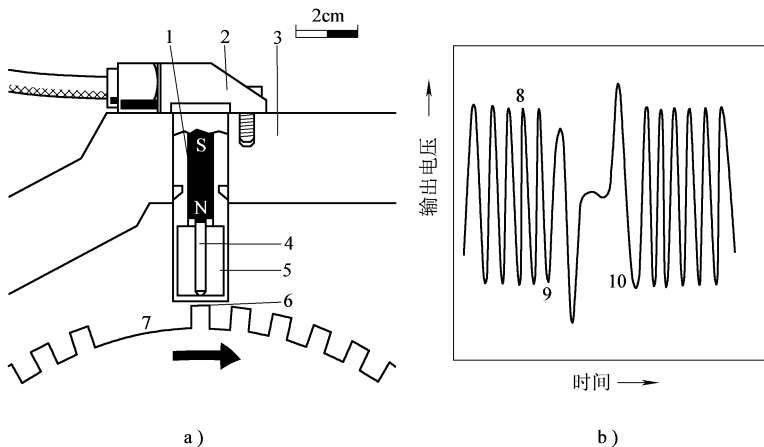


图 8-6 曲轴转速与上止点位置传感器

a) 结构与工作原理图 b) 输出信号

1—永久磁铁 2—传感器壳体 3—柴油机机体 4—软铁芯 5—绕组 6—气隙
7—带正时记号的触发轮 8—齿顶信号 9—齿槽信号 10—齿缺信号

这一交流信号即可作为转速信号，经整形与放大以后形成方波送至电控单元。同时，触发轮上的两个齿缺对应着一定的曲轴位置，从而产生了相应的上止点信号(图8-6b)。此外，在四冲程柴油机中，曲轴每两转才完成一个工作循环，为了区别压缩上止点与进排气上止点，还应在凸轮轴上加装霍尔效应(Hall-Effect)传感器才能保证正确的喷油时序，这种传感器的结构和工作原理如图 8-7a 所示，它由霍尔元件(半导体晶片)6 和带有单齿的触发轮 7 等构成，霍尔元件处在永久磁铁 5 产生的磁场内，磁力线与晶片垂直并通过气隙流向由铁磁材料制成触发轮，构成磁通回路，当凸轮轴旋转时，触发轮齿顶 Z 和齿槽 L 交替通过它们与霍尔元件之间形成的气隙，引起磁场的剧烈变化(齿顶处气隙小，磁场最强，齿槽处磁场最弱)，

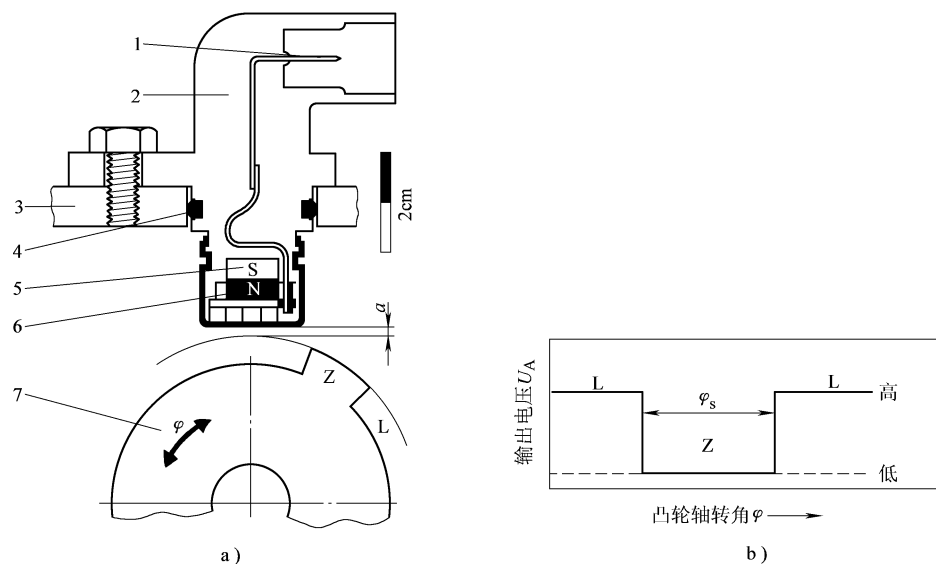


图 8-7 霍尔效应传感器

a) 结构与工作原理图 b) 输出信号

1—电路插接器 2—传感器壳体 3—柴油机机体 4—密封圈 5—永久磁铁

6—霍尔元件(半导体晶片) 7—带正时记号的触发轮

 a —气隙 Z—齿顶 L—齿槽 U_A —输出电压

如果这时有恒定电流通过霍尔元件时, 根据霍尔效应便会在其晶片两端与磁场和电流垂直的方向上产生如图 8-7b 所示的脉冲电压信号(霍尔电压), 其值只正比于磁场的强度而与凸轮转速无关, 因此只要正确布置触发轮上单齿, 即可确定柴油机第一缸压缩上止点的位置, 从而保证正确的喷油正时。

4. 进气流量传感器

为使柴油机能够实现有效与清洁的燃烧, 其燃油喷入量应当在所有工况下与进入气缸的空气量相匹配, 为此, 需要对进气流量进行测量。

测量空气流量的方法有很多, 早期曾广泛使用容积式(翼片式)空气流量计, 目前则大多采用热线式或热膜式的质量流量计, 其原理是: 经过热线或热膜表面的每一个空气分子都会带走一定的热量, 带走热量的总值与流过空气的质量流量有关, 为了保持热线或热膜表面与周围环境的温差不变, 必须用增大电流的方法来补偿表面的散热损失, 当热线或热膜电阻为定值时, 只要测出加在传感器两端电压的变化就能确定电流与加热量, 从而确定流经热线或热膜表面的空气质量流量。图 8-8a 所示为热膜式进气流量传感器结构与工作原理图, 图 8-8b 所示则为其输出电压与空气质量流量的变化关系。

5. 氧传感器

测定排气中的氧浓度是判别混合气空燃比 α 的依据, 当前在汽油机电控技术中广泛采用以氧化锆(ZrO_2)金属陶瓷制作的氧传感器来实现空燃比的闭环控制, 以确保三效催化器的有效工作, 由于在早期的文献中, 将表征空燃比的过量空气系数 ϕ_a (见式(2-12))用 λ 表示, 因此这种传感器又简称 λ 传感器。

氧化锆陶瓷材料是一种固体电解质, 具有氧离子电导特性。氧化锆型氧传感器的工作原

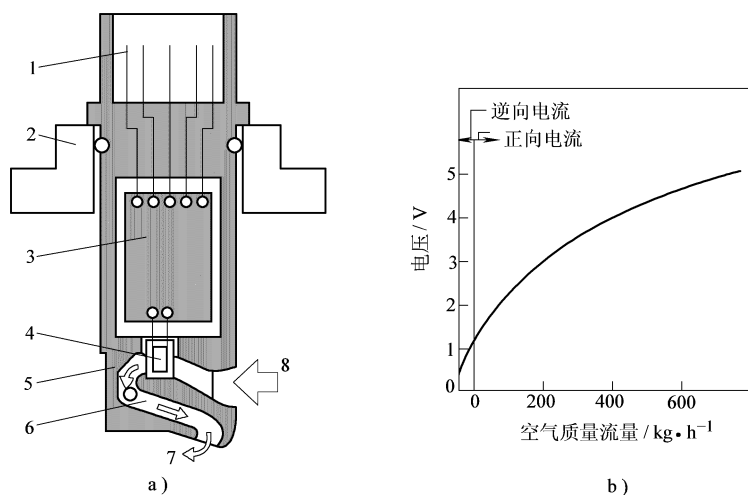


图 8-8 热膜式空气质量流量传感器

a) 结构与工作原理 b) 电压输出特性

1—电路连接器 2—进气管 3—集成电路板 4—热膜元件 5—传感器壳体

6—分流管 7—流出分流管的空气量 8—流进分流管的空气量

理如同一个由氧浓度差驱动的“微电池”，利用通过氧化锆陶瓷管两侧气体（一侧为排气，另一侧为空气）氧浓度差异产生的电压作为输出信号，由于其输出特性在过量空气系数 $\phi_a = 1$ ，即空燃比 $\alpha = 14.7$ （化学计量空燃比）的狭窄窗口内存在着明显的跳跃变化，因此对于大部分时间在过量空气系数 $\phi_a = 1$ （ $\lambda = 1$ ）附近工况运行的汽油机电控是非常有利的。但是，这种输出特性并不适用于柴油机，因为后者大部分时间是在 ϕ_a 远大于 1 的情况下运行的，它需要的是一个输出的电信号随氧气浓度连续均匀变化的特性。

图 8-9 所示为近年来开发的用于柴油机的宽域空燃比的氧传感器，它的核心，即测量元件 1 系由能检出燃气空燃比的氧传感器膜片（“氧电池”）和检测临界电流的泵氧膜片（“氧泵”）组成，其工作原理见图 8-10a：通入检测室的是柴油机排气，通入基准室的是外界空气（氧浓度为 21%），氧传感膜片的作用是提供一个被测气体含氧量与 $\phi_a = 1$ 时的排气含氧量是否相等的判据，由于前已提及氧化锆材料的特性（输出电压在 $\phi_a = 1$ 时的跳跃）只有当被测气体的氧浓度接近 $\phi_a = 1$ 的情况时，才能提供相对准确的判据，另外，泵氧膜片也是由氧化锆材料制成的，但其功能正好与氧传感膜片相反，即当有电流通过时，就会有氧分子顺着

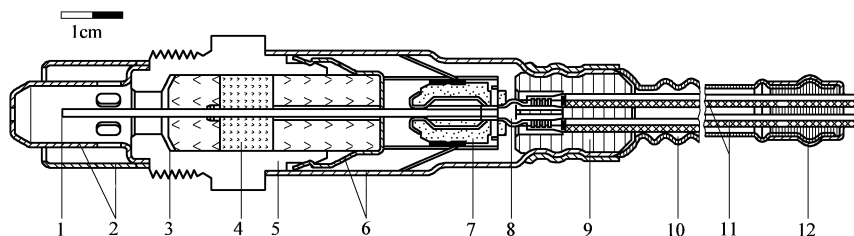


图 8-9 宽域空燃比氧传感器结构

1—测量元件（由氧传感膜片与泵氧膜片组成） 2—双层保护管 3—密封环 4—密封填料

5—传感器壳体 6—防护套 7—接线柱 8—接线夹 9—特氟隆（Teflon）套管

10—特氟隆软管 11—导线 12—密封圈

与电流相反的方向由膜片的一侧移向另一侧,完成“泵氧”功能。这样,只要利用氧传感膜片的输出电压对泵氧膜片的功能进行控制,就能使检测室内的排气浓度由原来状态迅速变为 $\phi_a=1$ 的水平,而根据达到上述目的所需电流方向与大小,即能间接确定柴油机排气中的氧浓度并进一步推算出缸内混合气的空燃比。

图 8-10b 所示为这种宽域空燃比传感器的输出特性,即泵氧电流随混合气浓度的变化关系,由图可见,当 $\phi_a=1$ 时泵氧电流为零,在稀混合气区域($\phi_a>1$),泵氧电流为正,在浓混合气区域($\phi_a<1$),泵氧电流为负,但特性曲线在两个区域内的斜率明显不同,而柴油机基本上是在稀混合气区域内运行,这时的输出特性比较理想,因此这种宽域空燃比氧传感器适用于在电控柴油机上对喷油量进行闭环控制,即以实测排气中的氧浓度和进气流量确定的实际喷油量作为反馈信号对程序预设的喷油量进行校正,以达到优化燃烧、降低排放的目的。

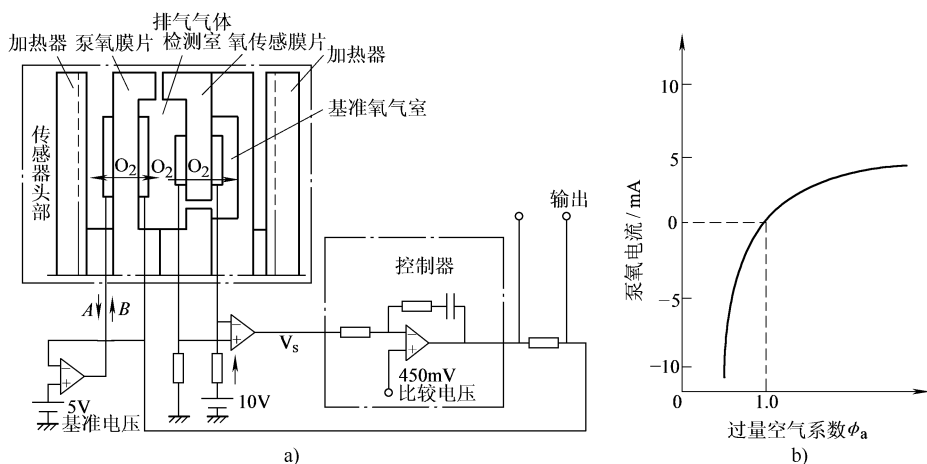


图 8-10 宽域空燃比氧传感器工作原理与输出特性

a) 工作原理 b) 电流输出特性

6. 直线和角位移传感器

在电控柴油机燃料供给与调节系统,特别是在位置控制方式中,有许多零件的直线位移和转角位置需要测量,例如操纵手柄或加速踏板的角位移、直列式喷油泵的齿杆行程、分配泵调节轴的转角和喷油嘴针阀运动等,为此,也开发了各种按电磁原理工作的传感器,其中当移动或转动速度较慢,运动相对平稳的可以采用电位计(可变电阻)原理工作的传感器,图 8-11 所示的加速踏板位置传感器,就是利用加速踏板位置转动时造成旋转式电位计电阻改变而产生通往电控单元信号的;当移动或转动较快或频率较高时,则应采用按电磁感应原理工作的传感器,例如图 8-12a 和图 8-12b 所示分别为这类测量直线或转角位移的差动变压器式传感器。由图可见,在传感器软铁芯的两个臂上分别绕有基准线圈和测量线圈,并套有两个铜环,即基准环和测量环,由电控单元提供基准电压为 U_{Ref} 的交变电流通过基准线圈,在软铁芯与铜环之间形成电磁回路,由于工作时基准环的位置固定不动,故当测量环随转轴或齿杆运动而沿软铁心的改变位置时,即因磁场的变化而在测量线圈两端产生电压信号 U_A ,其输出特性如图 8-12c 所示。由图可见,这种传感器线性测量范围较宽(对于直线位移可达 30mm),此外,其电压输出特性曲线的斜率也可以通过调整基准环的位置来加以改变。

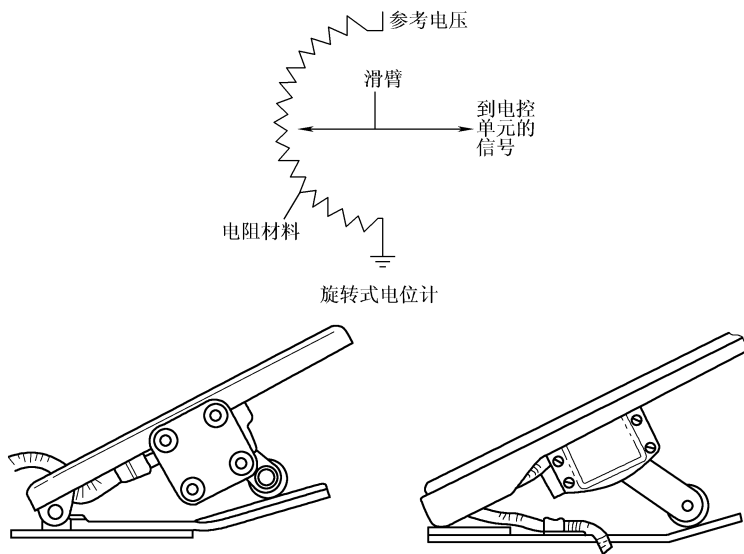


图 8-11 加速踏板位置传感器(旋转式电位计)的工作原理

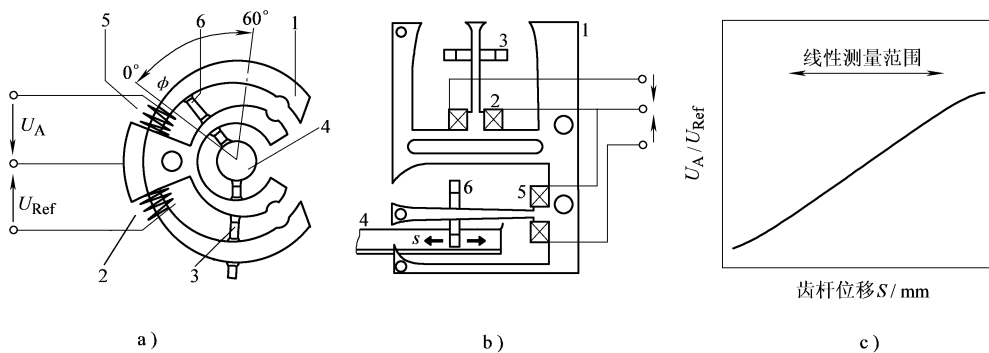


图 8-12 差动变压器式传感器

a) 角位移传感器 b) 直线位移传感器 c) 电压输出特性
 1—软铁芯 2—基准线圈 3—基准环 4—齿杆 5—测量线圈 6—测量环
 ϕ —转角 S —位移 U_A —输出电压 U_{Ref} —基准电压

另外，喷油器的针阀升程传感器也是一种按电磁感应原理工作的典型的直线位移传感器，它可以确定实际的喷油始点并以此作为反馈信号实现对喷油正时的闭环控制，以达到优化燃烧过程、降低排放的目的。图 8-13a 所示即为带有针阀升程传感器的双弹簧喷油器的结构，图中 3 和 5 为改进喷油过程(可实现预喷射)而串联安置的两个喷油器弹簧；图 8-13b 所示为针阀升程传感器的局部放大图，其中线圈中通有来自 ECU 的约 30mA 的初始电流，因此周围产生了磁场，喷油嘴针阀运动时，其压力杆头部伸入线圈的深度 x 不断改变，导致磁场变化并产生如图 8-13c 所示的电压输出信号，由此即可确定喷油始点(图中电压信号与界限电压的交点)的位置。

综上所述，传感器的功能是将各种物理或机械运动量转换为传给 ECU 的电信号，而执行器的功能则正好相反，是将 ECU 输出的电信号转换为各种控制机构的机械运动，以完成

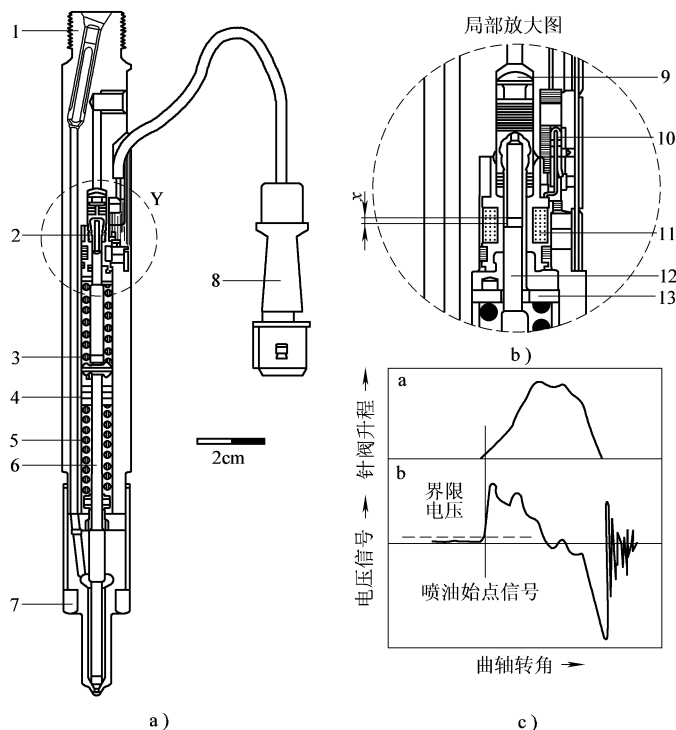


图 8-13 带有针阀传感器的双弹簧喷油器

a) 结构简图 b) 针阀升程传感器的局部放大图 c) 输出信号

1—喷油器体 2—针阀升程传感器 3、5—压力弹簧 4—导向盘 6—压力杆 7—喷油嘴

锁紧螺帽 8—通往 ECU 的插头 9—导向销 10—电路触头 11—线圈

12—压力杆头部 13—弹簧座 x —压力杆头部伸入线圈的深度

各项预定的操作。执行器的种类很多,按其工作原理不同可分电磁式、电液式和电压式等;按工作对象不同划分,除了燃料供给与调节系统以外,还有用于废气再循环的控制阀、增压系统的放气阀和可变涡轮几何结构的执行器,排气制动系统中装在排气管内或气缸盖上的阀门以及冷却风扇的电磁离合器,等等。其中,燃料供给与调节系统中用于控制喷油泵或喷油器工作的电磁阀则是最常见也是技术要求最为严格的执行器,由于本书篇幅所限,有关内容将在以后介绍各种电控燃料供给系统时一并加以说明,至于用于其他系统的执行器则不再作介绍。

8.1.3 电控单元与控制策略

电控单元(ECU)又称控制器或电控器,是柴油机电控系统的核心部件,它实际上是一个微型计算机管理中心,即以信号(数据)采集作为输入,经过计算处理、分析判断、决定对策,然后输出控制指令指挥执行器动作,有时它还要给传感器提供稳压电源或参考电压,其全部功能是通过各种硬件和软件的总和来完成的。借助于大规模集成电路,已经可以将复杂多样的几百个元器件全都做在1~2块多层电路板上,封装在一个十分紧凑的盒子里,用铝制外壳屏蔽起来,图8-14所示即为一个用于柴油机燃料共轨系统的电控单元外形结构和组成框图,以下拟就电控单元的技术要求、硬件和软件系统以及控制策略作一简要介绍。

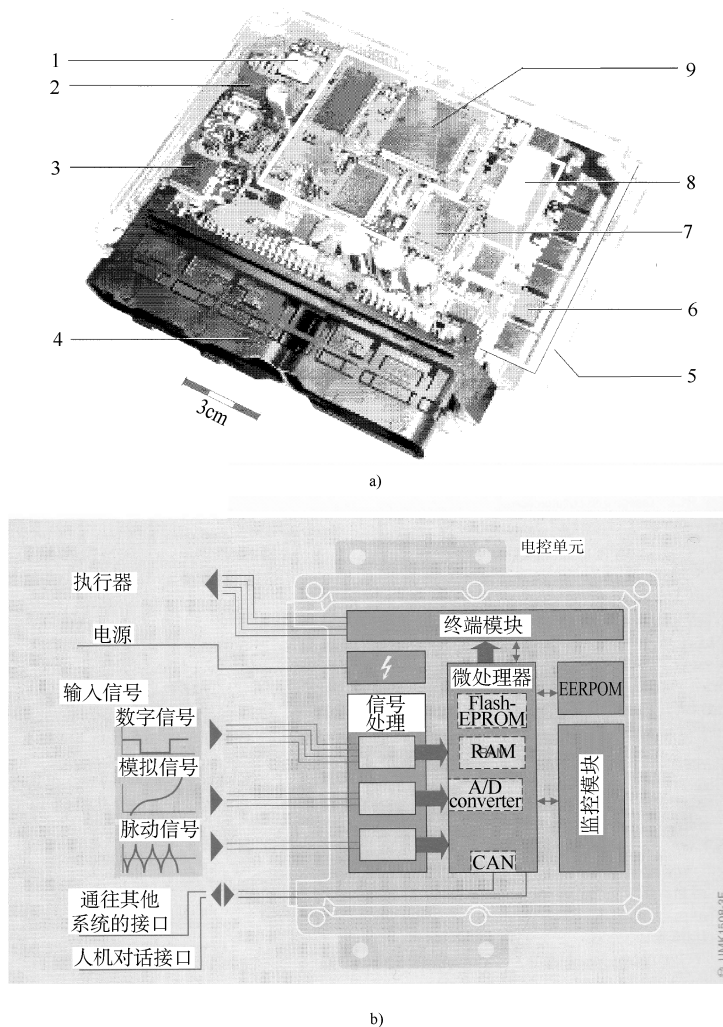


图 8-14 电控单元的结构和组成

a) 外形结构 b) 组成框图

- 1—大气压力传感器 2—稳压电源 3—低能耗终端模块 4—插座
5—控制器局域网(CAN)接口(在仪表板背面) 6—高功率终端模块
7—用于终端控制的专用集成电路(ASIC) 8—用于共轨系统的升压贮存器 9—微处理器(CPU)

1. 对电控单元的技术要求

(1) 实时性 由于柴油机转速很高,例如轿车柴油机转速高达 4000r/min 以上,一台 4 缸柴油机每秒钟喷油 100 多次,两次喷油之间的间隔不超过 10ms,由于还有许多其他工作要做,电控单元用于处理每次喷油过程的时间不应超过 5ms,由此可见,只有电控单元具有很高的计算和反应速度,才能对电控柴油机进行实时有效的控制,这也就是说,电控单元的实时性(Real-Time-Compatibility)要好。随着计算机技术的进步,包括实时性在内的 ECU 功能已经并必将得到更大的改善。

(2) 紧凑性 为了便于在汽车或柴油机上的布置与安装,电控单元的尺寸应尽可能小,

重量则应尽可能轻,也就是结构紧凑性要好。在 ECU 设计制造中采取了各种先进工艺,如多层印刷线路(层厚为 0.035 ~ 0.07mm),尽量减少接线而采用焊接与粘接方法制造集成电路板的 SMD(Surface Mounted Devices)技术和 ASIC(Application Specific Integrated Circuit)专用集成线路方案等,以保证 ECU 的结构紧凑性。

(3) 可靠性 电控单元的工作条件十分恶劣,工作时受到环境中热、振动与电磁等诸多不利因素的干扰,为此对其工作可靠性应有很高的要求,具体来说应当能承受温度变化范围为 $-40 \sim 120^{\circ}\text{C}$,抗振动冲击能力不低于 $30g$ (g 为地心引力产生的重力加速度),并具有抗各种电磁干扰(手机、收音机和其他电磁信号)的能力,为此,除了注意提高原器件的制造与连接质量以外,还需采用相应的防护措施(如冷却和隔振等),以保证电控单元工作的可靠性。

2. 电控单元的结构(硬件)

电控单元的硬件按功能可分为以下三个部分:

(1) 输入信息的处理部分 它将各种传感器送来的信号经过整形、放大处理,模拟量还要经过 A/D 转换,转变成计算机能接受且量程合适的数字信号。

(2) 微处理器系统 它根据输入的信息和内在的控制策略及数据、图表等进行分析和运算以产生控制命令。微处理器系统包括微型处理器(CPU)、各种存储器、输入输出接口(I/O),以及在 CPU、存储器和 I/O 之间传递信息的数据总线、地址总线和控制总线以及产生时间节拍脉冲以控制微机操作的计时器等,微机系统的各部分通常全部集中在一块芯片上,即所谓的单片机。

(3) 输出信息的处理部分 即如图 8-14b 所示的终端模块,它将微机输出的只有 mA 级的各种控制命令调制、放大为可以驱动各种执行器的控制信号并输出。

单片机是电控单元的核心,为了提高 CPU 的运算速度和计算精度,目前通常采用 16 位或 32 位单片机。

电控单元中有两类功能不同的存储器:一类是 RAM(Random Access Memory,随机存取存储器),用于存取运行信息,如传感器输入的实时信息、计算过程中的数据等,这些信息在柴油机运行中时时被更新,停机后即全部消失;另一类是 ROM(Read Only Memory,只读存储器)、EPROM(Erasable Programmable ROM,存储内容可在紫外线照射下擦除,新内容可用专门编程器写入的只读存储器)、EEPROM(Electrically Erasable Programmable ROM,电可擦、可编程只读存储器)和 FEPRM(Flash EPROM,快擦写只读存储器,简称闪存),用于存储在切断电源后也不能丢失的长期信息,如控制逻辑软件、计算程序以及控制参数的目标数值(如脉谱图等)。但 ROM 一次存入信息后即不能更改,不如 EPROM、Flash EPROM 和 EEPROM 在修改程序和数据上灵活、方便,特别是 EEPROM 和 Flash EPROM 可以直接由微机改写其内容,而且可以只改写部分内容,故目前得到越来越广泛的应用,甚至有的单片机不加区分地将所有信息都存储在 EEPROM 或 Flash EPROM 中,它们均可以在生产线上根据柴油机型号与要求的不同,写入新的程序或选取一部分已经写入的程序,即具有 EOL(End of Line)功能,这就为多种柴油机共用一个型号的 ECU 提供了可能。

3. 电控单元的内存软件

在车用柴油机电控单元内存的软件中,既有各种用于计算机自身运行的驱动程序,也有为控制汽车及其发动机运行而编制的专用程序。这些专用程序就是对每一个受控过程的数字

化描述,将各种传感器采集、输送的各种信息、数据经过分辨、计算、比较和逻辑分析,再将得到的结果变换成发给各执行器的驱动器的控制指令,指挥执行器及时动作,完成控制过程。各种用于信号处理的计算公式、逻辑分析方法和数据表格等均可编成程序存储在存储器中。此外,作为抗电磁干扰的措施之一,通常对输入数据要采用软件滤波或采用傅立叶变换、小波变换等成熟的数据处理方法进行处理,这些处理软件也要放入内存。

在软件设计中,还必须考虑运行故障的判断、记载和读出。当然,进行故障自诊断不能只依靠软件,还需要有硬件电路的帮助,需要有更多的传感器提供足以判断故障的信息。

电控系统都采用脉谱图(参见图 8-2)来确定控制量的目标值。例如,对于柴油机的电控喷射系统而言,最基本的控制目标就是喷油量与喷油提前角(对于共轨系统还有喷油压力),它们应随柴油机转速与负荷工况而变,当然也视具体柴油机机型而异,为此必须事先经过大量的标定试验找出对应各个转速与负荷下的最佳目标值,以二维数表的形式存入 ROM 等存储器,运行时只要根据柴油机的具体运行工况,对照脉谱(MAP)图的要求,即可给出相应的指令,以控制相关执行器(喷油泵或喷油器的电磁阀)的动作,从而达到优化控制的目标。

除了主要对喷油过程进行控制外,电控单元还要对柴油机其他系统和有关附件的运行进行控制,如废气再循环、增压系统及排气制动等的控制阀门以及冷却风扇、起动机、发电机和空调设备的开关等。所有控制指令均为来自微处理器(CPU)的数字信号,由于它们的电流很小(mA 级),还需经输出级(终端模块)调制、放大后,才能生成各种开关、继电器、数显和驱动电磁阀等执行器的输出信号,其中脉宽调制信号(Pulse Width Modulation,缩写为 PWM)是 ECU 最常采用的脉冲输出信号,其特点如图 8-15 所示。由图可见,这是一种频率一定但通电(脉冲)时间变化的方波数字信号,其中每一个脉冲高电平占据的时间称为脉宽 b ,它与两个脉冲时间间隔 a 之比(b/a)称为脉宽率。PWM 信号的优点是既可以用于控制惯性较大,反应较缓慢的电磁阀(如用于废气再循环的增压系统的控制),这时只需改变脉宽率,即能改变输出信号的平均电压,从而能控制这类电磁阀的动作;同时也可以用于喷油器高频电磁阀的控制,这时针阀重量轻,惯性小,升起与落座迅速,故只需调整 PWM 信号的频率,使喷油过程在一个脉冲内完成,即可用 PWM 信号的脉宽来控制喷油嘴针阀开启时间的长短,以完成对喷油量的精确控制。

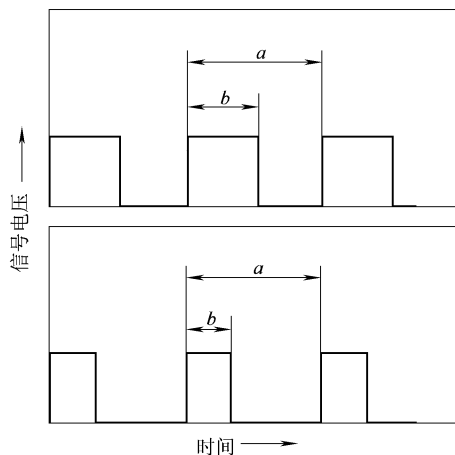


图 8-15 脉宽调制(PWM)脉冲信号

4. 电控单元的控制策略和数据交换

柴油机电控系统的控制方式有开环控制和闭环控制两种。开环控制为单一方向的流程(图 8-16a),即当柴油机在一定工况下,电控单元从传感器得到该工况的各种信息并从内存中找出适合于该工况的目标值(脉谱图)、相应的修正量与其他信息,通过计算决定当前的控制目标,据此制定出各种控制指令送到相应的执行器去工作。至于各执行器是否正确地执行了预定控制,执行后柴油机工况是否与控制目标一致,电控单元并不进行检查与比较。

闭环控制则为双向操作(图 8-16b),与开环控制不同的是,电控单元不断地将待控参数

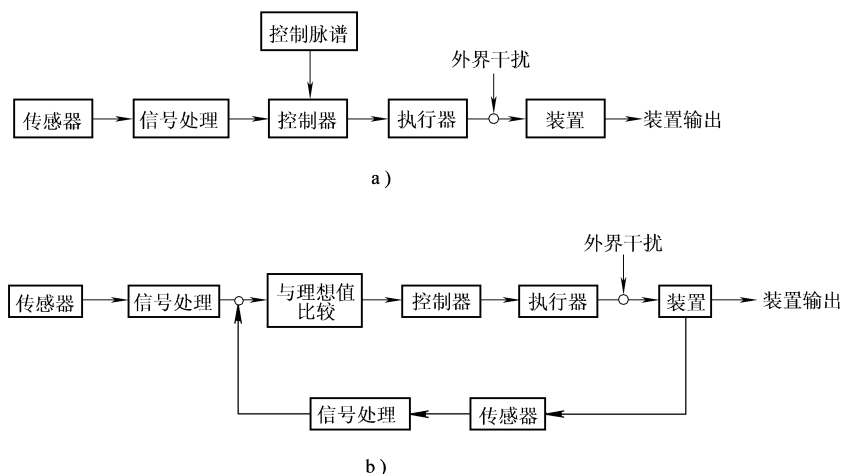


图 8-16 开环与闭环控制系统的方框图

a) 开环控制 b) 闭环控制

与优化的控制目标值进行比较，据此不断地调节输出指令，使两者差别达到最小。作为闭环控制的特点，系统中一定要有相应的反馈信号，例如，在喷油量和转速控制中采用曲轴转速传感器、在喷油始点判别上采用针阀升程传感器、在混合气浓度和排放性能控制中采用氧传感器等。不言而喻，闭环控制的精度要高于开环控制，而且还可以补偿同一型号各台发动机之间的性能差异以及同一台发动机因使用年限不同而产生的性能变化。尽管如此，并不是所有工况均可以采用闭环控制，例如，柴油机起动与部分过渡工况只能采用开环控制，当缺少针阀升程传感器时，喷油正时的控制也是采用开环控制或在闭环控制中以其他反馈信号来进行间接判断，因此在实际电控柴油机上，往往是闭环与开环两种控制方式并存，有时还因工况的变化，必须从一种控制方式（如闭环）转到另一种控制方式（如开环）上去，这样才能保证整个机器安全可靠地工作。

在柴油机电控系统的工作过程中，有大量的信息需要交换，在 ECU 内部，CPU、各种存储器与 I/O 接口是由若干组传递信息的总线(Buses)连接起来的(图 8-17)，它们是地址总

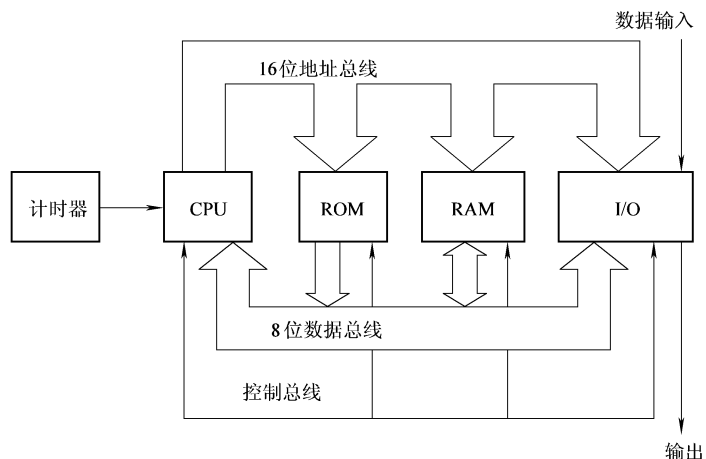


图 8-17 电控单元的总线

线(用于传递地址码)、数据总线(用于传递数据和指令)和控制总线。

此外,现代柴油机电子控制是与整个车辆密切联系在一起的,因此在柴油机 ECU 与车辆其他系统(如自动变速器控制、车辆制动与行驶控制、仪表显示等)之间,也有大量的数据需要交换,若是采用传统的连接方法(图 8-18a)会因为线路过长,插口过多,而难于实现。为此开发了专门用于汽车使用的控制器局域网(Controller Area Network),即 CAN 系统(图 8-18b),这是一种按串行原理(Serial Data Transfer)工作的总线系统,它不仅可以同电控单元(控制器),而且也可与各种传感器、执行器和显示装置连接,各部分之间的数据传递和信息交换按串行原理工作,即在 ECU 的统一协调下,相继有序地进行。这种方法的优点是结构紧凑、可靠性好(与环形与星形方案相比)、传输能力强且传输速率覆盖面广,因而广泛应用在柴油机和车辆控制系统中各类数据的传输和信息交换中,即不仅用于 ECU 实时控制的高速数据传输(传输速率为 500K ~ 1Mbit/s),亦可用于车辆舒适性方面(空调、门锁及坐椅调节等)的低速数据传输(传输速率为 10K ~ 150Kbit/s)以及无线电、卫星导航和故障诊断系统等的数据传输(传输速率为 125K ~ 500Kbit/s),目前国际标准化组织(ISO)和美国汽车工程师学会(SAE)已为几种(高、低速)CAN 系统制定了相关标准,而它们的应用范围也正由汽车领域向其他行业(如建筑业)扩展。

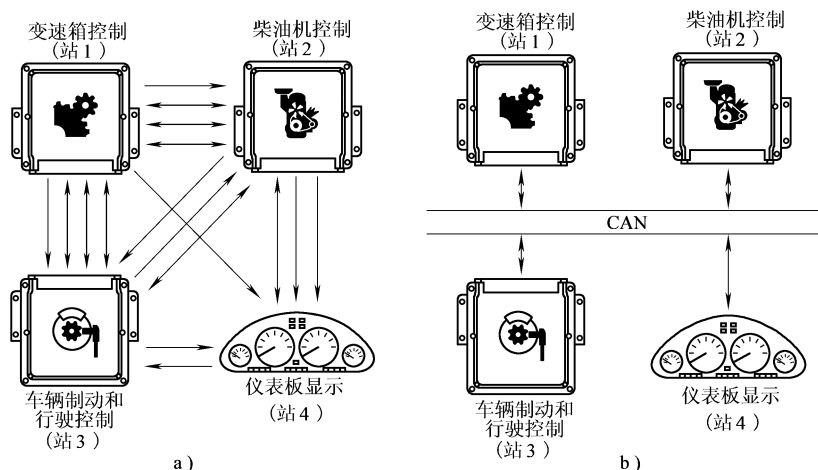


图 8-18 传统数据交换方式与控制器局域网(CAN)的比较

a) 传统方式 b) 控制器局域网

8.2 直列式喷油器的电子控制

在传统直列泵燃料供给与调节系统中,转速是用机械(离心)式调速器来调节,喷油正时在柴油机运转时只能依靠机械式供油提前器来改变(参见第 5 章和第 7 章),两者均不可能达到精确与优化控制的目的。其原因一方面是这种由机械元件组成的惯性-弹性系统的特性,很难符合柴油机各种工况的具体要求;另一方面也是因为它们的存在摩擦阻力、惯性滞后和振动等不稳定因素。解决上述问题的根本途径就是对其实现电子控制。

直列式喷油泵的电子控制属于柴油机电控早期的产品，主要用在货车用柴油机的领域，以改善节能与排放性能，其方案很多，比较典型的是 Bosch 公司的 H 系列 (H1 和 H1000 型)，电控滑套式直列泵 (见表 5-1)，其整个系统如图 8-19 所示，喷油泵的结构与控制简图则如图 8-20 和图 8-21 所示。

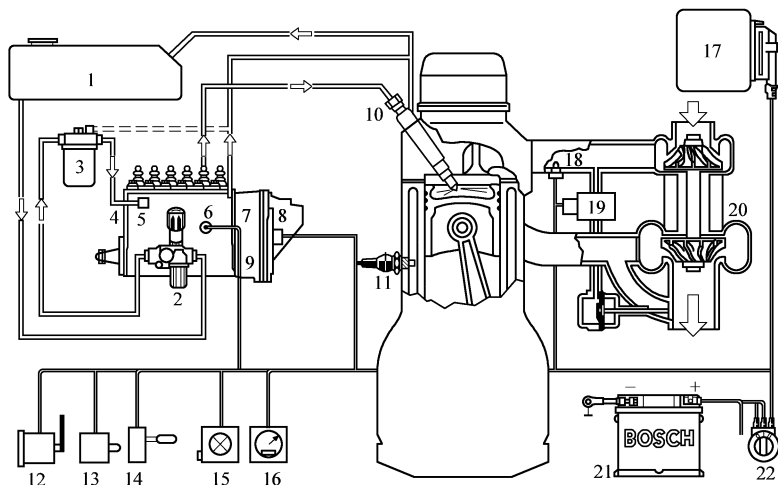


图 8-19 采用电控直列式喷油泵的燃料供给系统

- 1—油箱 2—输油泵 3—燃油滤清器 4—直列式喷油泵 5—电子停油装置 (ELAB)
6—燃油温度传感器 7—油量调节齿杆位移传感器 8—带线性电磁铁的执行机构
9—转速传感器 10—喷油器 11—冷却液温度传感器 12—加速踏板传感器
13—离合器、制动和排气制动开关 14—操纵板 15—警告灯和故障诊断接口
16—车速表 17—电控单元 18—进气温度传感器 19—增压压力传感器
20—涡轮增压器 21—蓄电池 22—电热塞和冷起动开关

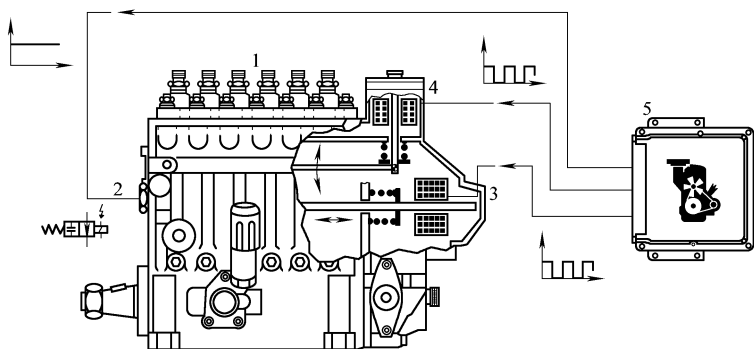


图 8-20 电控滑套式直列泵控制与执行机构简图

- 1—喷油泵 2—电子停油装置 (ELAB) 3—油量调节机构 (电子调速器)
4—滑套式供油正时调节机构 5—电控单元 (ECU)

由图 8-19 可见，各种传感器 (6、7、9、11、12、18、19) 将柴油机的多种运行参数和驾驶人员的操作意图传给电控单元 (ECU) 17，ECU 根据上述信息和储存在其内部的脉谱 (MAP) 图进行计算后，给出最佳喷油量 (供油量) 和喷油正时 (供油正时) 的控制指令，以控制喷油泵上相关执行器的工作。喷油泵的执行器有带线性电磁铁的油量调节机构 (即电子调速器) 和滑

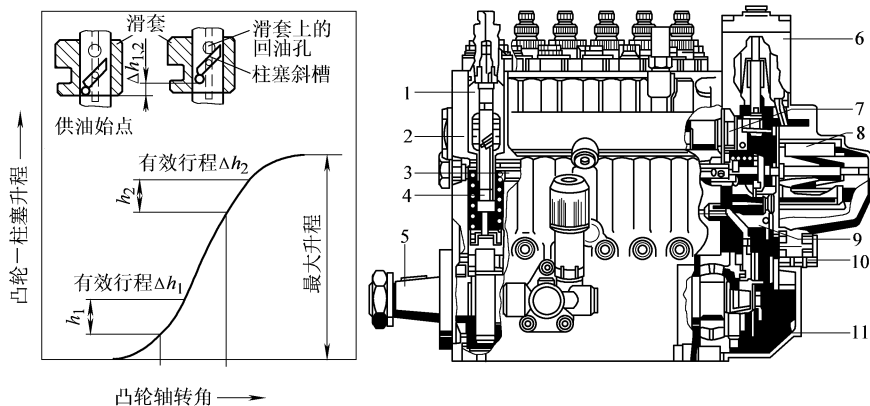


图 8-21 电控滑套式直列泵结构和工作原理

- 1—柱塞套 2—滑套 3—油量调节齿杆 4—柱塞 5—喷油泵凸轮轴 6—供油正时调节机构(线性电磁铁) 7—滑套调节轴 8—油量(齿杆位移)调节机构(电子调速器)
9—齿杆位移传感器(电感式) 10—电插头 11—供油始点锁定和润滑油回路盘

套式供油正时调节机构(图 8-20 和图 8-21)。现对其结构与工作原理分述如下:

8.2.1 油量调节机构(电子调速器)

Bosch 公司 H 系列电控直列泵的油量调节机构,实质上就是一个典型的电子调速器,其结构如图 8-22 所示,其主要执行器是带锥形铁芯的线性电磁铁 4,它直接与油量调节齿杆 1 连接,当电磁铁不通电时,复位弹簧 2 将齿杆推至停油位置以保证柴油机的安全,柴油机起动后,齿杆位移可在电磁铁电流强度控制下在零和最大供油量位置之间的变化,电磁铁接受的信号则由 ECU 根据柴油机工况与内存的脉谱图计算后,按脉宽调制(PWM)信号给出,为了实现闭环控制,除了转速传感器外,在调节机构中还装有油量调节齿杆位移传感器(图 8-21 中的 9),它可以将实际齿杆位移与 ECU 预先给出的期望值加以比较,然后再进行相应调整。喷油泵调速器的功能(全制还是两极式)、供油特性(扭矩校正、增压补偿)以及柴油机本身工况和外界环境的影响(水温、油温以及环境温度与大气压力)等均以脉谱图、表格以及计算程序的形式存在于 ECU 中,从而保证了调速器的有效工作。

作为电子调速器的执行机构,在 Bosch-H

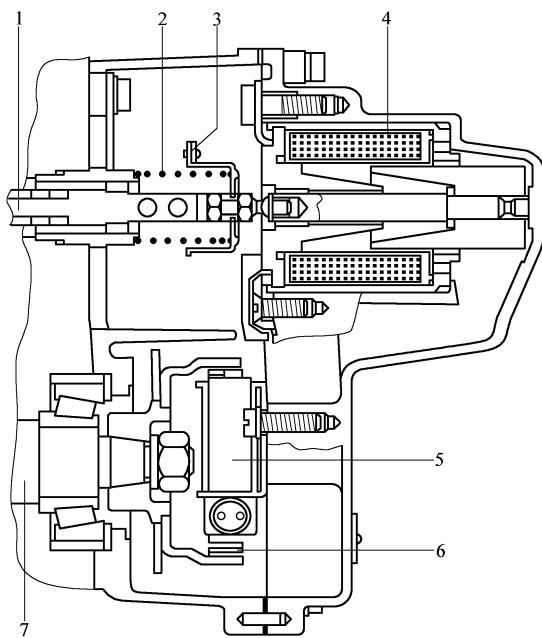


图 8-22 电控直列泵的油量调节机构(电子调速器)

- 1—油量调节齿杆 2—复位弹簧 3—油量调节齿杆行程的短路环 4—线性电磁铁 5—转速传感器
6—转速传感器的脉冲轮 7—喷油泵凸轮轴

系列直列泵上的是线圈固定而铁心(衔铁)可动的线性电磁铁,铁芯呈锥形结构,以增加磁通量并减小质量和惯性,从而达到提高电磁铁响应速度的目的。此外,还有线圈可动式执行器、电液伺服机构执行器等,本书不再赘述。

8.2.2 供油正时调节机构

众所周知,为了实现清洁与有效的燃烧,柴油机燃料供给与调节系统的喷油提前角即喷油正时应当随柴油机的工况(转速与负荷)而变,但喷油器的喷油正时取决于喷油泵的供油正时(参见第3、5、7章相关内容),例如直列式喷油泵的供油始点主要取决于柱塞的预行程,即推动柱塞的挺柱滚轮在凸轮廓线上的位置;同样喷油泵几何供油速率(将直接影响喷油速率)等于柱塞顶面积与柱塞上升速度的乘积,因而正比于柱塞速度,它也随柱塞预行程而变化。由此可知,改变柱塞预行程,不仅能改变供油始点,而且也能改变供油速率,因此在运转中按工况要求对其实现动态调节十分重要。前

已说明,对于传统的直列泵,此项工作不可能在运转过程中实现,只能在装配调整时用预先调节滚轮体上调整螺钉的伸出高度或是通过增加垫片以及转动泵体(改变凸轮与滚轮相对位置)等方法进行。为此,在电控方案中,必须设有相应的机构。目前,改变柱塞预行程的方案也有很多种,如将滚轮挺柱体调节螺钉做成活动可调式(德国 Elsbett 公司方案)或用液压机构推动滚轮体横向移动,使其中心线与凸轮中心错位(德国 MTU 公司方案)以及将柱塞作成上、下两部分,以液压控制柱塞总长度(日本小松公司方案)等。然而最为成熟也是应用得最为广泛的仍然是如图 8-19 ~ 图 8-21 所示的直列滑套式调节机构,其结构与工作原理分别如图 8-23 和图 8-24 所示:由图可见,滑套 4 和柱塞(图 8-23 中的 1 和图 8-24 的 7)构成一对精密偶件,滑套位于柱塞的下半部分,在喷油泵的低压油腔内,而柱塞上部又与柱塞套(图 8-24 中的 3)精密配对,构成高压油腔。供油开始前,当柱塞处于下止点时(图 8-24a),柱塞顶部空间通过

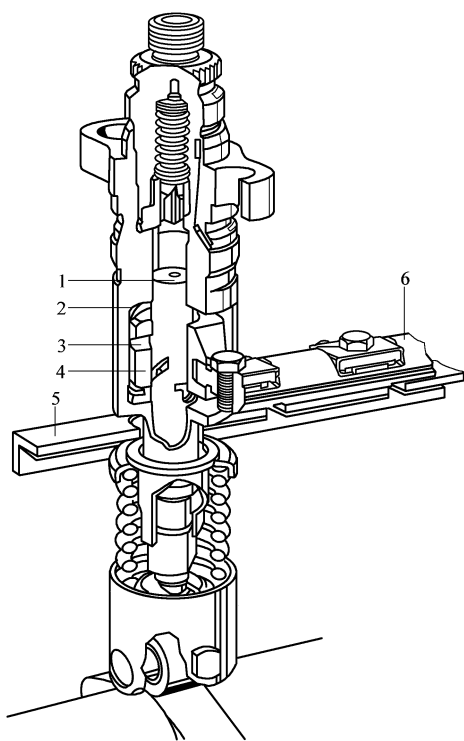


图 8-23 滑套调节机构

1—柱塞 2—滑套“窗口” 3—回油孔 4—滑套
5—油量调节齿杆 6—滑套调节轴

柱塞上的斜槽和进油孔与进油腔相通,随着柱塞的上升,当滑套下部边缘将柱塞上的进油孔全部盖住以后,柱塞顶部压力升高,供油开始(图 8-24b),这时的柱塞升程 h_{ps} 即为预行程;柱塞继续上升,至柱塞上控制斜槽与滑套上的回油孔(图 8-24 中的 11 和图 8-23 中的 3)相通以后,柱塞顶部空间卸压,供油结束(图 8-24c),柱塞在其间上升的距离为有效行程 h_e ;柱塞继续上升,走完剩余行程 h_l 以后即达到上止点(图 8-24d),再沿凸轮下降段回到下止点完成一次供油行程。在滑套式喷油泵中,供油量改变的工作原理,仍与传统直列泵一样,即通过转动柱塞改变控制斜槽与回油孔在圆周上的相对位置来实现,柱塞的转动则是由前述油量调节机构中的线性

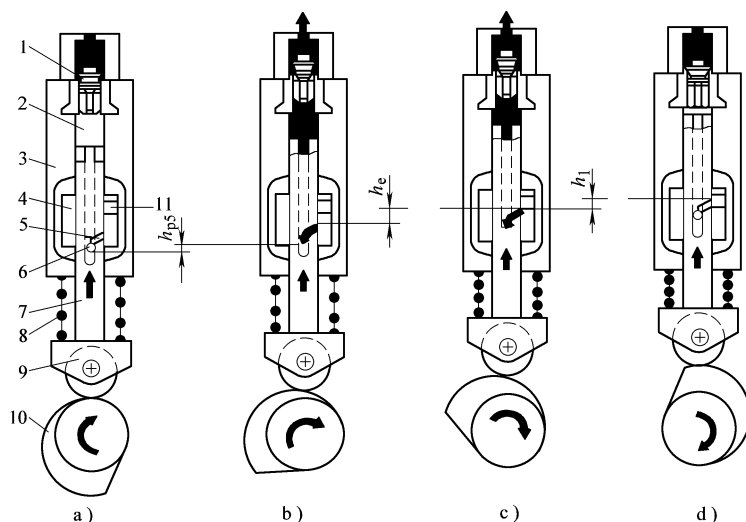


图 8-24 用滑套控制供油正时的工作原理图

a) 柱塞下止点 b) 供油始点 c) 供油终点 d) 柱塞上止点

1—出油阀 2—柱塞顶部空间 3—柱塞套 4—滑套 5—控制斜槽 6—进油孔

7—柱塞 8—柱塞弹簧 9—挺柱滚轮 10—凸轮 11—回油孔

电磁铁拉动油量调节齿杆(图 8-21 中的 3 和图 8-23 的 5)的结果。滑套的运动同样也受 ECU 的控制,这是通过供油正时调节机构(图 8-20 中的 4 和图 8-21 的 6)来实现的,它的线性电磁铁可使滑套调节轴(图 8-21 中的 7 和图 8-23 的 6)产生转动,再拉动滑套作上下移动,改变它与柱塞上的进油孔和斜槽在高度方向的相对位置,从而达到改变柱塞预行程和供油始点的目的,滑套上移,预行程增加,供油推迟;反之,预行程减小,供油提前。前已说明,ECU 根据内存的脉谱图,再将各种传感器送来的信号(如曲轴转速,进气压力和温度,冷却水温,油温和油门位置等)加以分析比较,进行必要的修正后以 PWM 脉宽调制信号的方式给出油量控制与供(喷)油始点的控制指令,以实现喷射油量(见前述电子调速器)、供油提前角和平均供油速率的有效控制。一般来说,在 ECU 中贮存的脉谱图为喷射提前角,即喷射始点的目标值(最佳喷射正时),但针阀传感器反馈给 ECU 的又是实际喷射始点的信号,因此虽然直接调节的是喷射泵的供油提前角,但通过适当换算和标定,仍不难以闭环控制方式最终实现优化喷射正时的目标。

8.3 分配泵的电子控制

电控分配泵出现得也比较早,它主要用于轿车和轻型载重车辆的高速柴油机上。起初的电控 VE 泵在油量控制方面也是采用类似于直列泵的位置控制方式(控制油量调节套的轴向位移),但目前已逐渐为时间控制方式所取代。后者与前者相比,取消了油量调节套及其操纵机构,直接采用高速强力电磁阀来控制喷油(油量的多少取决于喷油压力与电磁阀开启时间的长短),不仅使控制更为精确,也进一步简化了油泵结构,以下将介绍几种典型的结构实例。

8.3.1 位置控制式分配泵

图 8-25 和图 8-26 所示分别为位置控制式 VE 分配泵的工作原理和结构图, 由图可见, 油量调节机构的电磁铁(图 8-25 中的 3 和图 8-26 中的 2), 在 ECU 指令的控制下使调节轴产生旋转, 后者则以其下端杠杆的球头销拉动油量调套(图 8-26 中的 6)使其沿分配泵柱塞(图 8-26 中的 4)左右移动, 以改变分配泵的供油量; 而供油正时则由脉冲电磁阀(图 8-25 中的 2 和图 8-26 中的 5)控制, 脉冲电磁阀(Clocked Solenoid Valve)作为旁通阀接在分配泵液压提前器(图 5-45 和图 5-46)的旁通油路中, 它可以在 ECU 指令下, 反复开闭, 通过其开关比

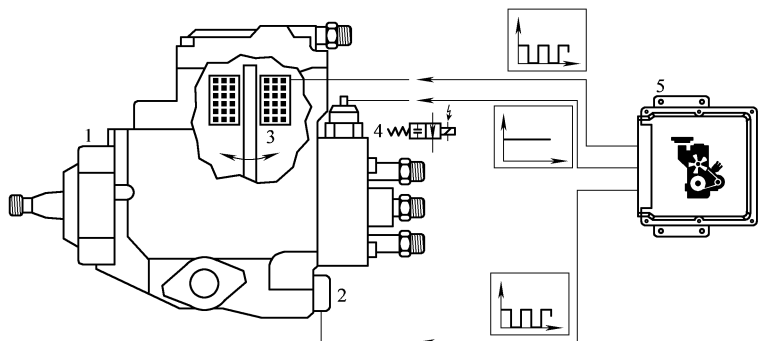


图 8-25 位置控制式 VE 分配泵的工作原理图

1—分配泵 2—供油正时控制电磁阀 3—油量调节电磁铁
4—电子停油装置(ELAB) 5—柴油机和喷油系统的 ECU

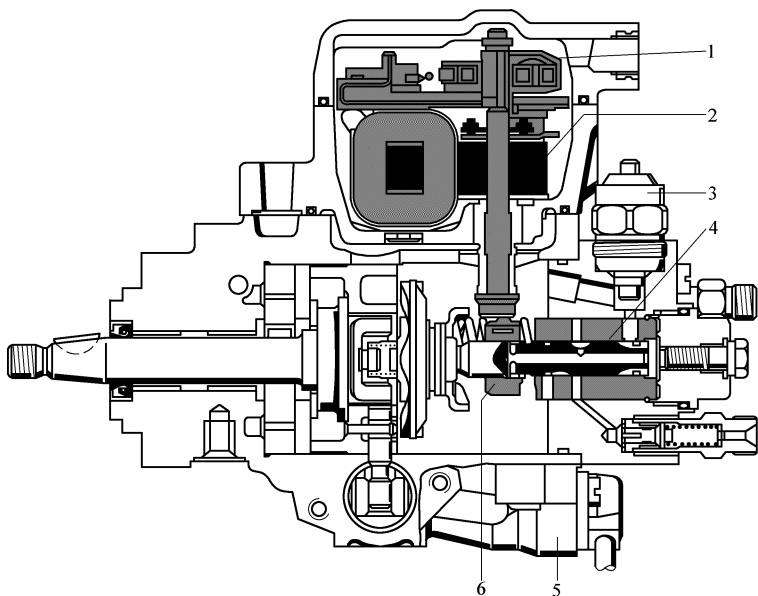


图 8-26 位置控制式 VE 分配泵的结构

1—调节轴角位移传感器 2—油量调节电磁铁 3—电子停油装置(ELAB)
4—分配泵柱塞 5—供油正时控制电磁阀 6—油量调节套

(即开启与关闭时间的比例)的变化来控制作用在提前器柱塞上的压力,以改变供油正时,再利用相应的传感器(如针阀升程传感器或装在滚轮座圈上的角位移传感器)给出的反馈信号,以实现比较精确的闭环控制。

8.3.2 时间控制式轴向柱塞分配泵

如图 8-27 所示为日本电装(Nippon-Denso)公司开发的 ECD-V3 型分配泵的电控系统,它是在 Bosch VE 电控分配泵的基础上改进而成的,主要用于轿车柴油机。

由图可见,多种传感器将与柴油机运行工况有关的各项参数传送给 ECU,后者依据内存的脉谱图和程序运算求值后发出控制供油量和供油正时的指令,其中改变供油正时的工作原理仍与位置式控制分配泵(图 8-26)相同,即利用脉冲电磁阀 5 来控制供油提前器油路的油压,以改变供油提前器滚轮座圈和分配泵端面凸轮之间的夹角(图 5-46),从而达到改变供油正时的目的。至于供油量(喷油量)的改变则采用时间控制方式,由高压电磁阀(图中的 1 和 7)根据 ECU 指令进行,这个电磁阀负责接通和关闭通向低压腔的油路,当电磁阀关闭,柱塞顶部空间 3 因与低压腔隔绝,得以建立高压,喷油泵即通过出油阀 4 向喷油器供油;当电磁阀开启,高压油腔卸压,供油过程即行终止。由此可见,油泵供油量决定于高压电磁阀的开启时间,通过 ECU 指令控制这个时间的长短(这时主要是控制供油终点,还要与控制供油始点的脉冲电磁阀的动作相协调),即能达到改变油泵供油量(喷油量)的目的。

由于分配泵的转速很高(轿车柴油机转速达 4000 ~ 5000r/min),喷油压力又不断增加(达 140MPa),因此对于作为关键执行器的电磁阀,在控制精度、反应速度、动作的重复性与工作可靠性方面均提出了很高的要求,为此要做到铁芯质量小、线圈耗能低、阀门流通面积大,抗振、耐压和抗电磁干扰能力强,从而保证能对供油量实现精确与实时(时间分辨率 1 μ s)的控制。为了满足上述要求,在 ECD-V3 电控分配泵(图 8-27)中,采用了两级阀结构的电磁溢流阀,它由一个小电磁阀(导向阀)1 和一个液压自动阀(主阀)7 组成,主阀不直接

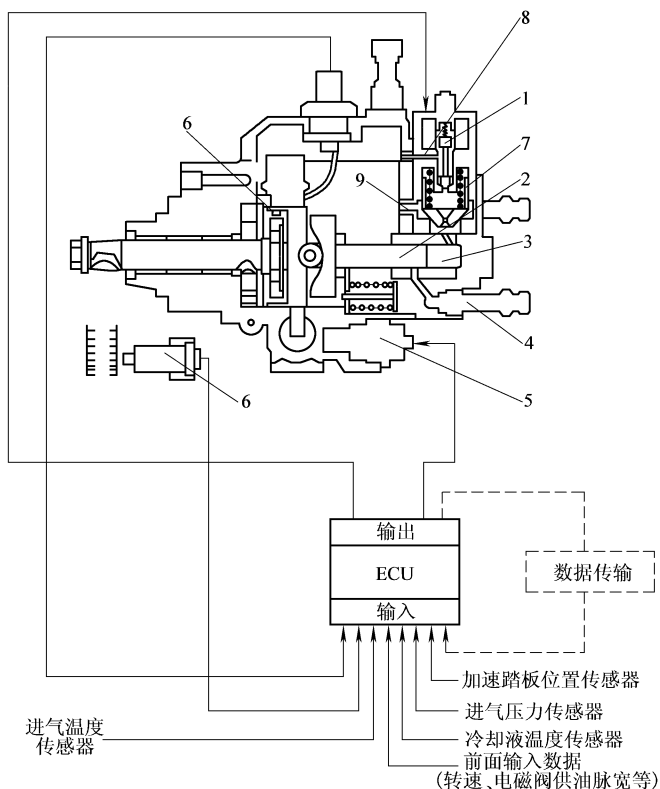


图 8-27 ECD-V3 型分配泵电控系统图

- 1—电磁溢流导向阀 2—柱塞 3—柱塞顶部空间
4—出油阀 5—供油正时控制电磁阀 6—喷油泵
转角位置传感器 7—主阀 8—低压油路 9—旁通油路

与 ECU 联系,而导向阀则由 ECU 控制,其工作原理如图 8-28 所示:小电磁阀(导向阀)平时在弹簧作用下处于常开状态,当有电流通过时,则在电磁力的作用下,克服弹簧的预紧力迅速关闭,从而就阻断了柱塞顶部空间通向分配泵低压腔的油路(图 8-27 中的 8),这时若柱塞上行并在顶部空间形成高压腔,燃油将通过主阀上的小孔同时作用在主阀的正面与背面,但由于主阀密封带以内的面积(正面)小于按主阀直径所计算的面积(背面),遂使主阀在双向总压差和弹簧力的作用下压向阀座并保持关闭状态,燃油遂在高压下通过出油阀送往喷油器实现燃油喷射。但当电流断开,导向阀打开低压油路以后,主阀由于背面压力骤降,也迅速打开旁通油路使柱塞顶部空间卸压,供油中止。这种结构方案的优点是导向阀的质量小,响应快,主阀及旁通油道流通面积大,泄流畅通,两种阀配合工作,可以提高控制精度与喷油质量。

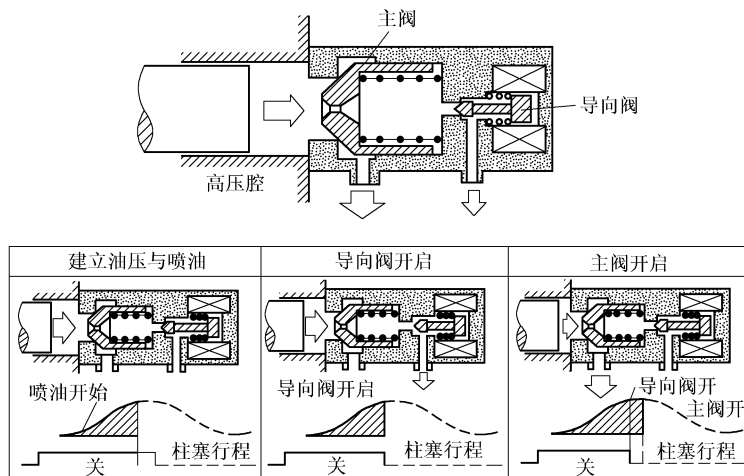


图 8-28 电磁溢流阀的工作原理

此外,为实现喷油正时闭环控制所需的反馈信号,可以来自针阀升程传感器,亦可以采用一种设置在燃烧室内的光电传感器,后者通过测定燃烧闪光产生的电信号来对喷油正时进行补偿调节,其优点是可以消除柴油品质(十六烷值)和外界环境因素(大气压力和温度)对柴油机性能的影响。

8.3.3 时间控制式径向柱塞分配泵

图 8-29 所示为 VR 型径向柱塞分配泵(VP44 型)的电控系统示意图,这是 Bosch 公司继 VE 分配泵以后开发的工作能力更强的一代分配泵,其主要特点是采用径向柱塞(图 8-30)取代轴向柱塞,而且采用时间控制式电控方案。视柴油机缸数不同,柱塞可以采用一对、三个或是四个(两对),由于各柱塞在圆周上的均布,凸轮环受力均匀且作用力相互平衡,因此可以产生较高的供油压力(达 170MPa)。这种电控系统的特点是将柴油机电控单元与喷油泵电控单元功能适当分开并有机搭配,其目的是防止一部分电子元件过热和强电流产生的干扰信号,以提高整个系统的控制精度与可靠性。控制油量的高压电磁阀 6 与控制供油正时的电磁阀 8 均由分配泵电控单元 2 控制,其数据部分来自油泵内部的传感器(转角信号传感器 4 以及泵内燃油温度传感器),大部分柴油机与外界环境条件的信息则来自柴油机电控单

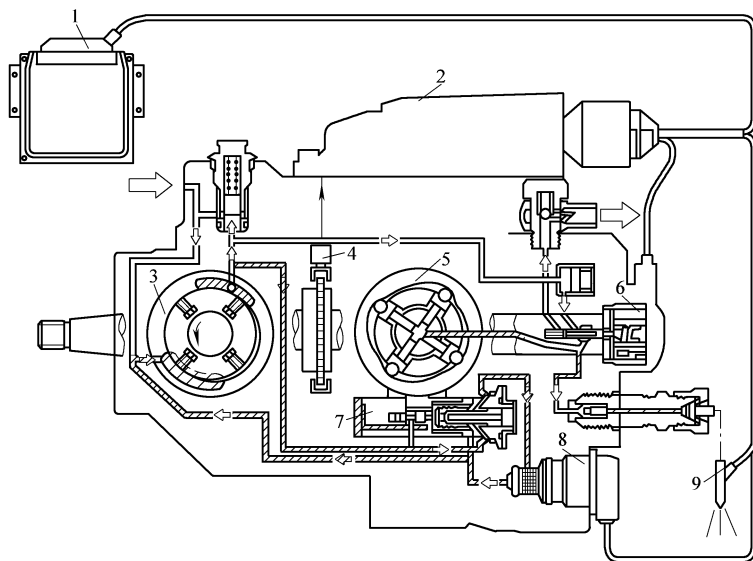


图 8-29 VR 型径向柱塞分配泵的电控系统示意图

- 1—柴油机电控单元 2—分配泵电控单元 3—滑片式输油泵 4—转角信号传感器
5—径向柱塞高压部分 6—控制供油量的高压电磁阀 7—供油正时调节装置 8—控制供油正时的电磁阀 9—喷油器
注:为了便于观察,图中 3,5,7 部分均为旋转 90°后的视图。

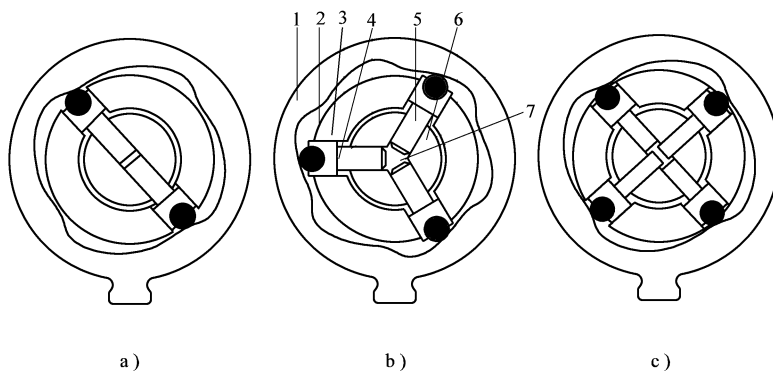


图 8-30 径向柱塞分配泵的柱塞分布和凸轮环

- a) 用于 4 缸机和 6 缸机 b) 用于 6 缸机 c) 用于 4 缸机

- 1—凸轮环 2—滚轮 3—驱动轴滑槽 4—滚轮座
5—柱塞 6—分配泵轴 7—高压腔

元,两个电控单元中均存有相应的脉谱图,相互协调,共同工作,其间的数据交换通过控制区域网络 CAN 进行,有关供油量与供油正时的电控方式与前述轴向柱塞分配泵基本上相同(为了看得更清楚,图 8-29 中将供油正时调节装置的视图旋转 90°),此处不再赘述。此外,由于图 8-29 仅为示意图,故没有标出布置在外围的传感器,它们也与其他电控系统大体相同。

8.4 单体泵和泵-喷嘴的电子控制

在第1章概述中已经提及电控单体泵系统(UPS,见图1-18)和电控泵-喷嘴系统(UIS,见图1-19)均为适应柴油机高压喷射而发展的新型燃料供给系统,其中UPS的电控单体泵(EUP)由于机械结构刚性较好,并采用了较短的高压油管,泵端或喷射压力可达140~160MPa(不含用于船舶和机车等柴油机用途的大型PF泵,其压力还要更高),主要用在货车用柴油机上;UIS由于采用了泵、嘴合一的电控泵-喷嘴(EUI),完全省去了高压油管,因而成为目前喷射压力最高的燃料供给系统,其喷射压力可达200~220MPa,不仅可用在各种载重车辆,也广泛应用在轿车柴油机上。

图8-31所示即为泵-喷嘴和单体泵电控系统的简图,为了突出重点(喷油泵、喷油嘴和电控单元),图中省略了电控系统中布置在外围的大量传感器,这些项目与前述直列泵、分配泵和后面将要介绍的共轨系统大体相同。

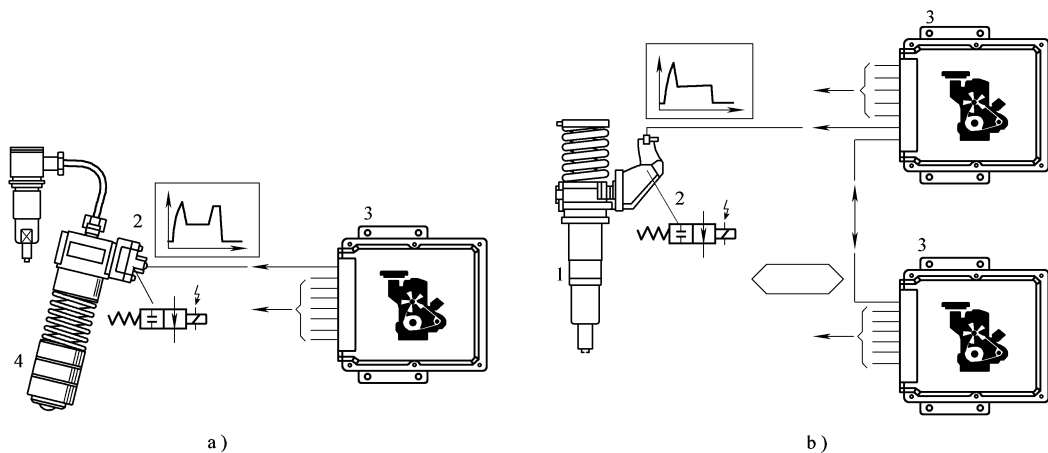


图 8-31 电控单体泵系统(UPS)和泵-喷嘴系统(UIS)简图

a) UPS系统 b) 带两个ECU的UIS系统

1—电控泵-喷嘴(EUI) 2—高压电磁阀 3—柴油机和喷油系统的ECU 4—电控单体泵(EUP)

以下分别对单体泵和泵-喷嘴的电控方案作以简单介绍。

8.4.1 电控单体泵系统

与其他电控燃料供给系统相同,电控单体泵系统也包括电子控制和机械液力系统两大部分,在图8-31a的简图中,电控系统以电控单元(ECU)3来代表,机械液力系统则由电控单体泵(EUP)4、短高压油管和喷油器组成,两部分之间的连接环节就是安装在单体泵上的执行器—高压电磁阀2,以电控单体泵为主的整个机械液力系统如图8-32所示。由图可见,单体泵柱塞10经挺柱滚轮27由凸轮13驱动,凸轮轴不像直列泵那样装在泵体内,而是装在柴油机上,因此单体泵也称为外源驱动泵,这样不仅驱动系统的刚性较好,而且喷油泵和凸轮轴在布置上的灵活性也比较大。电控单体泵上的高压电磁阀16装在油泵的出口处,将高压油路分成两段,电磁阀以下的单体泵部分只担任进油(柱塞下行)和加压供油(柱塞上行)

的任务, 由于取消了传统直列泵中调节油量的齿杆、滑套和调速器等零件, 简化了结构, 加强了泵体的强度和刚度, 提高了喷油泵的工作能力。供油量(喷油量)与供油正时(喷油正时)则由高速电磁阀根据 ECU 的指令来控制, 电磁阀实质上是一个三通阀, 通过针阀来控制柱塞顶部空间中的燃油压力, 电磁阀断电时, 将旁通油路打开(同时将高压油路关闭), 柱塞顶部空间与油泵体内回油道相通, 这时即使柱塞处于上升阶段, 也不能建立高压; 反之, 若电磁阀通电, 其针阀将旁通油路关闭, 使柱塞高压腔与出油口相通, 则柱塞顶部空间的油压迅速升高, 并通过高压油路流向喷油器, 产生喷油。此后电磁阀再断电, 高压油路卸压, 喷油终止。由此可知, 在电控单体泵系统中, 供(喷)油量和供(喷)油正时均由电磁阀控制, 它们决定于电磁阀关闭和开启旁通油路的时刻(供油始点)以及电磁阀工作持续时间的长短(供油量), 因此电磁阀实质上也就起着对一个对高压油路进行管制的开关阀作用, 但它在平时总处于保持旁通油路常开的状态, 以保证在电路出现故障时, 不致出现柴油机“飞车”的危险(这个原则对所有电控系统均实用, 即在断电情况下, 油泵即应停止供油)。

与传统的直列式喷油泵相比, 电控单体泵除了供油压力较高、高压油管较短等优点外, 还可以进行分缸调节, 例如 ECU 可以根据曲轴瞬时转速提供的反馈信号, 判别各缸喷油量和爆发压力是否均匀, 进而对单个油泵的喷油量分别进行调节(闭环控制), 以保证各缸产生扭矩的一致性, 使柴油机运转平稳(图 8-33); 也可以在部分负荷下, 对部分气缸停止喷油, 以达到节能的效果。这类调节功能当然也能在今后将要介绍的电控泵-喷嘴和共轨系统中实现。

8.4.2 电控泵-喷嘴系统

在电控泵-喷嘴系统(图 8-31b 所示简图)中, 电控系统仍以电控单元(ECU)3 作为代表,

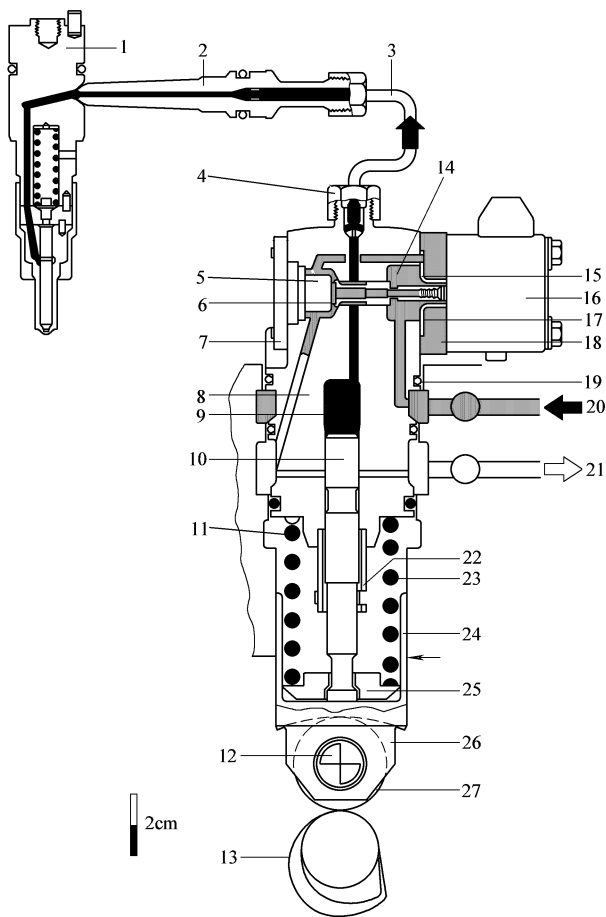


图 8-32 电控单体泵系统

- 1—喷油器 2—高压油管接头 3—高压油管 4—螺纹接头
5—行程限位器 6—针阀 7—盖板 8—泵体 9—柱塞顶部
高压腔 10—柱塞 11—柴油机体 12—滚轮挺柱销
13—凸轮 14—弹簧座 15—电磁阀弹簧 16—高
压电磁阀 17—衔铁板 18—中间板 19—密封圈
20—进油 21—回油 22—柱塞导向套
23—挺柱弹簧 24—挺柱体 25—弹
簧座 26—滚轮挺柱 27—滚轮

而喷油泵、喷油嘴和电磁阀 2 集成为一个整体, 构成电控泵-喷嘴 1(EUI), 它配置在气缸盖每个气缸的相应位置上, 由顶置凸轮直接或通过摇臂驱动。图 8-34 即为用于轿车柴油机的电控泵-喷嘴结构图, 其油泵柱塞 3 经凸轮轴 27 和摇臂 28 驱动向下运动时, 压缩从进油孔 13 进入柱塞顶部 25 的燃油, 这时若对高压电磁阀 (图 8-31b 中的 3, 在图 8-34 中则由 6、7、8、9 及 10 等组成) 通电, 其针阀 8 将关闭回油孔 11, 柱塞腔压力升高, 高压燃油经针阀体内的油道流向喷油嘴压力室, 使喷油嘴针阀 18 开启喷油; 反之, 若高压电磁阀断电, 电磁阀针阀 8 在弹簧 26 作用下开启旁通油路, 使高压油路中油压下降, 喷油嘴针阀关闭, 喷油结束。和电控单体泵一样, 泵-喷嘴喷油始点和喷油量也取决于高压电磁阀关闭和开启旁通油路的时刻及期间持续时间的长短, 它们均由 ECU 根据各种传感器的信息和内存的脉谱图进行处理后发出的指令来控制。所不同的是, 这里不再是控制喷油泵的供油始点, 而是直接控制喷油始点, 因而可以对喷油规律进行更为精确的控制。例如, 在新开发的轿车用小型高速柴油机中, 在主喷射之前 (例如 $6 \sim 10^{\circ}\text{CA}$), 先喷入每循环只有 $1.5 \sim 2.5\text{mm}^3$ 、允差不超过 0.5mm^3 的微小的油量, 以便缩短滞燃期并抑制初期的放热率, 以便能有效地降低噪声和 NO_x 排放, 此项措施称为预喷射 (Pre-Injection) 或先导喷射 (Pilot-Injection), 预喷射可以一次也可以多次 (图 8-35a、b), 有时还需要微量的后喷射 (After Injection 或 Post-Injection, 图 8-35c), 其目的是加速后期燃烧, 以减少 CO 和 HC 排放并降低烟度。上述要求只有在直接调节喷油始点且调节精度更高的电控泵-喷嘴系统和下面将要介绍的共轨系统中才有可能完满地实现。

电控泵-喷嘴产生预喷射的工作原理见图 8-36, 其中图 8-36a 为起始位置, 喷油嘴针阀 7 和蓄压室阀 3 在弹簧 5 作用下处于关闭状态, 喷油嘴不喷油; 图 8-36b 为预喷射开始状态, 这时随着柱塞 1 向下运动, 喷油压力增加, 针阀开启产生预喷射, 其升程受到图 8-34 中液力阻尼器 14 的限制, 但蓄压室阀仍保持关闭; 图 8-36c 为预喷射结束状态, 这时随着喷油泵柱塞继续推进, 油压继续升高并打开蓄压室阀使蓄压室 4 与高压油腔接通, 从而使针阀在蓄压室压力和弹簧压力共同作用下, 迅速关闭, 预喷射结束; 图 8-36d 为主喷射阶段, 这时随着喷油压力的继续升高, 蓄压室阀向下落座, 隔断了蓄压室与高压油腔的通路, 使针阀得以重新开启, 实现主喷射过程。在电控过程中, 主喷射油量和喷油始点由 ECU 控制, 而预喷射的微小油量和提前时刻则需在设计中通过选择蓄压室阀的开启压力和行程来确定。图 8-36 右方同时表示了整个喷射过程中喷油压力、蓄压室阀升程和喷油嘴针阀升程的变化历程。如图 8-37 所示则为采用预喷射以后柴油机放热率和噪声水平的改善情况。

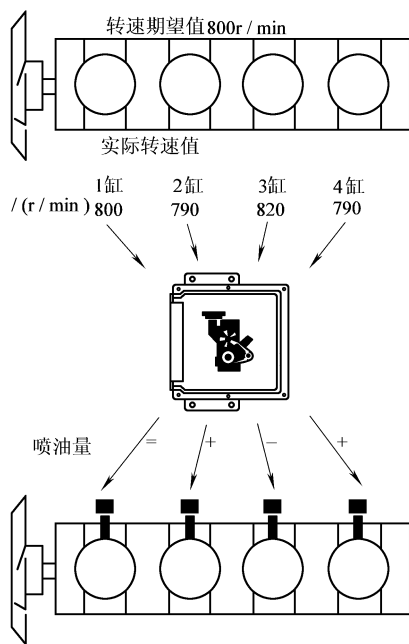


图 8-33 柴油机各缸喷油量均匀性的调节

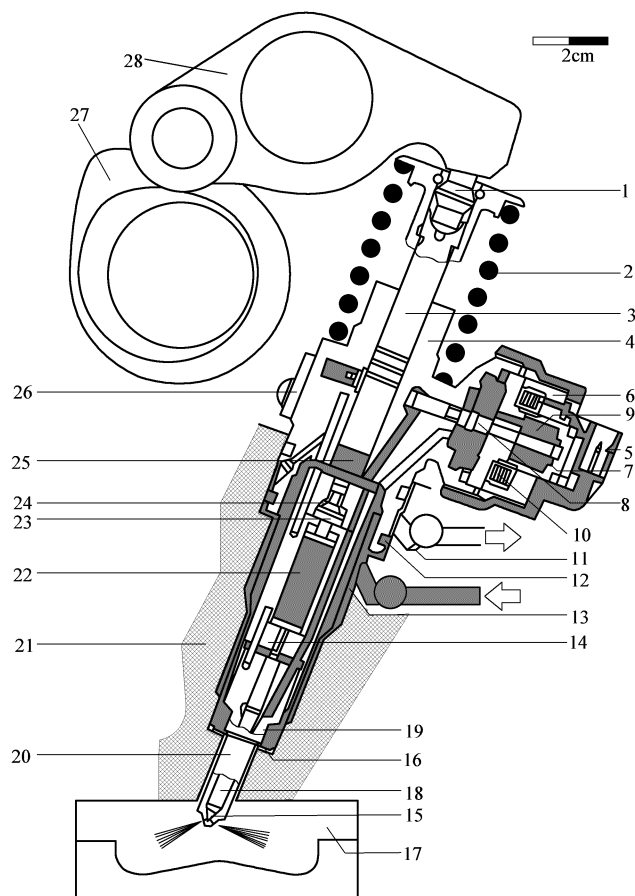


图 8-34 轿车柴油机用的电控泵-喷嘴

1—球头销 2—回位弹簧 3—柱塞 4—壳体 5—电插口 6—电磁阀芯 7—平衡弹簧 8—电磁阀针阀 9—衔铁
10—电磁阀线圈 11—回油孔 12—密封圈 13—进油孔 14—阻尼器 15—针阀座 16—密封垫圈 17—柴油机燃烧室
18—喷油嘴针阀 19—锁紧螺帽 20—喷油嘴 21—柴油机气缸盖 22—针阀弹簧 23—蓄压室阀 24—蓄压室
25—柱塞顶部高压腔 26—电磁阀弹簧 27—顶置凸轮轴 28—摇臂

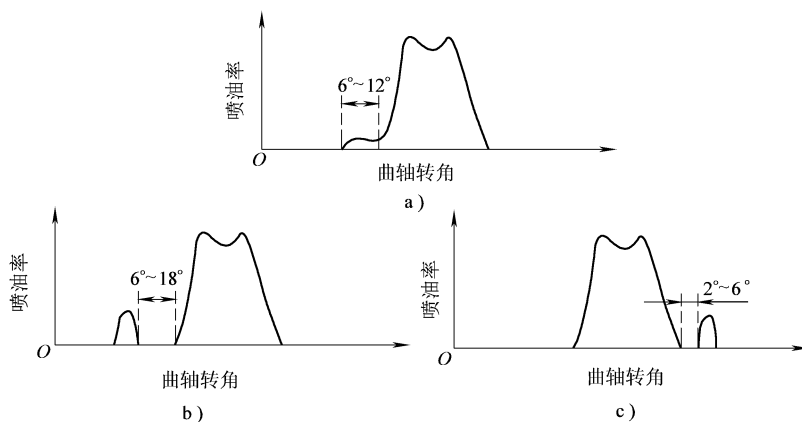


图 8-35 各种可控多次喷射示意图

a) 预喷射 b) 先导喷射 c) 后喷射

(图上标注的相关角度为参考值)

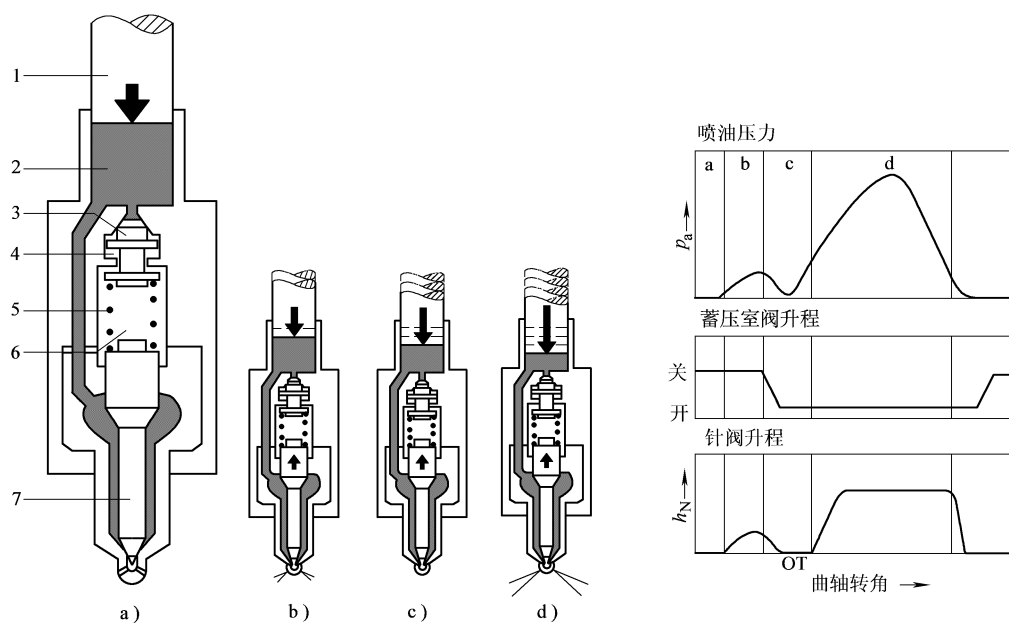


图 8-36 电控泵-喷嘴预喷射的工作原理

- a) 起始位置 b) 预喷射开始 c) 预喷射结束 d) 主喷射
1—柱塞 2—柱塞头部高压室 3—蓄压室阀 4—蓄压室
5—针阀弹簧 6—弹簧 7—针阀

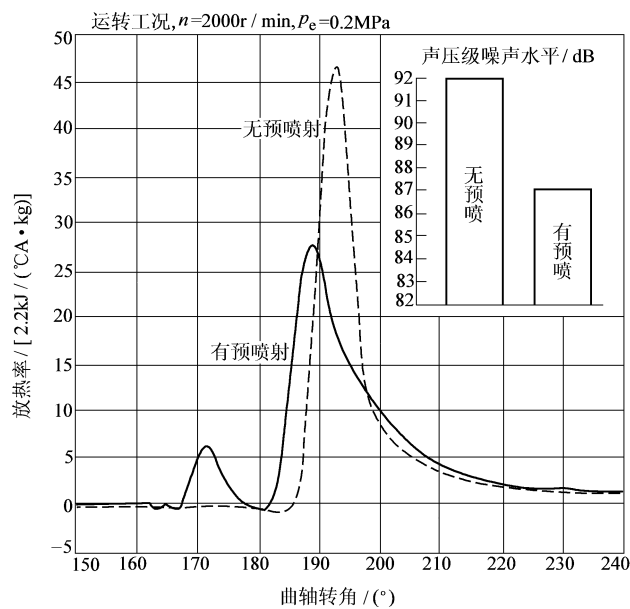


图 8-37 喷油嘴预喷射对柴油机放热率和噪声水平的影响

8.5 共轨系统的电子控制

与迄今为止所介绍的各种燃料供给系统不同,柴油机共轨(Common Rail,以下简称 CR)系统的特点是将产生高压燃油和进行喷油调节的功能分开,即工作时,不仅能对喷油量和喷油正时进行控制,而且也可以对喷油压力进行调节,喷油压力可以不受转速和负荷的影响并在各种工况下保持最佳值,从而使系统的控制柔性和精度更高,为此我们在 1.2 节有关分类中,将共轨系统划在“蓄压式”或“恒压式”燃料供给系统一类;与此相反,其他各种喷油泵(包括泵-喷嘴),则属于“脉动式”燃料供给系统,后者的喷油压力随转速和负荷(喷油量)而变,低速低负荷工况时往往因喷油压力过低而影响喷雾质量。

目前,随着对柴油机节能与排放要求日益严格,采用传统喷油泵(直列泵和分配泵)的柴油机在改用高压喷射系统实现升级换代时,共轨系统对于原机在缸盖和机体部分的改动需要又相对较小(相对于 UIS 和 UPS 而言),因此近年来共轨系统越来越多地受到柴油机厂商的青睐。高压共轨系统不仅用于各种车用柴油机,而且也开始用于船舶、机车等大功率柴油机上,成为最有发展前途的高压燃料供给系统。

图 8-38 所示为电控高压共轨系统图,图 8-39 所示为其装在四缸柴油机上的立体结构图。

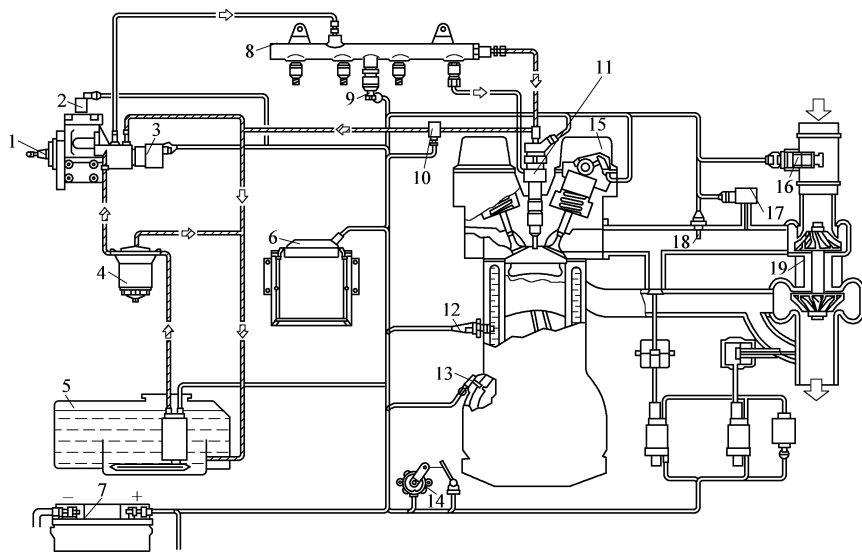


图 8-38 电控高压共轨系统

- 1—高压泵 2—油量控制阀 3—压力调节阀 4—燃油滤清器 5—油箱(包括粗滤器与电动输油泵)
6—电控单元(ECU) 7—蓄电池 8—高压燃油轨(蓄压器) 9—压力传感器 10—温度传感器
11—喷油器 12—冷却液温度传感器 13—曲轴转角信号与转速传感器 14—加速踏板
位置传感器 15—凸轮轴转角信号与转速传感器 16—空气流量传感器 17—增压
压力传感器 18—进气温度传感器 19—涡轮增压器

由图 8-38 可知,高压泵 1 将油箱 5 中输油泵送来的燃油加压后送往高压油轨 8,油轨与各缸喷油器 11 之间以高压油管(短油管)相连,电控单元(ECU)6 根据各种传感器(温度、压力、进气流量、曲轴和凸轮轴转角位置与转速等)提供的有关柴油机运转工况的信息以及驾驶

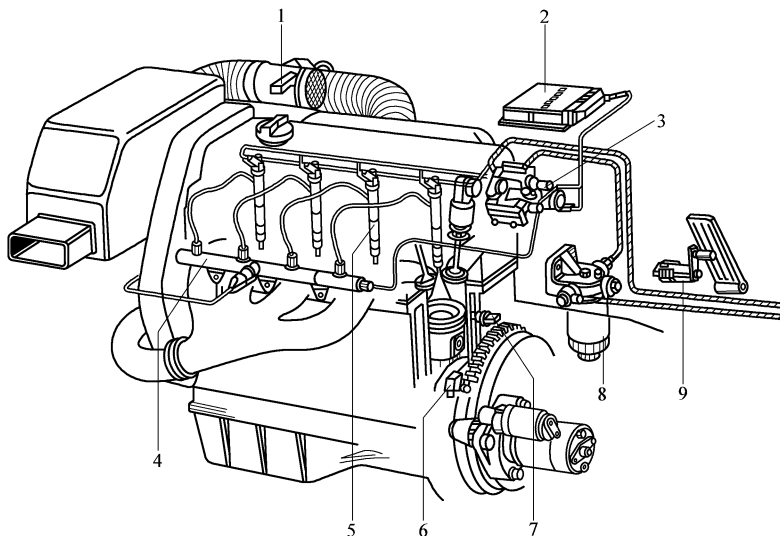


图 8-39 装在一台 4 缸柴油机上的高压共轨系统

- 1—热膜式空气质量流量计 2—电控单元 (ECU) 3—高压泵 4—高压油轨 (蓄压器)
5—喷油器 6—曲轴转角信号与转速传感器 7—柴油机冷却液温度传感器
8—燃油滤清器 9—加速踏板位置传感器

人员的操作意向 (加速踏板位置) 经过逻辑分析、判断和计算, 给出了控制喷油过程的相关指令, 其中喷油压力或高压燃油轨上的控制指令, 由高压泵和油轨上的压力调压阀执行, 喷油量和喷油正时的指令, 则由喷油器中的高压电磁阀执行。由此可见, 在电控高压共轨系统中, 除了传感器和电控单元 (ECU) 外, 系统中高压部分的关键部件为高压泵 (高压供油)、高压油轨 (高压贮油) 和喷油器 (高压喷油)。以下将分别对它们及其相关部件作以简要介绍, 至于低压部分 (油箱、电动输油泵和滤清器等) 的内容在第 4 章中已有介绍, 此处不再重复。

此外, 图 8-38 中除了共轨系统本身的相关部件外, 图中还有废气再循环控制阀和涡轮增压器的放气阀, 它们也属于电控的一部分, 对于整机的排放和加速性能也是很重要的, 此处亦不再多作介绍。

高压泵 (图 8-38 中的 1 和图 8-39 中的 3) 是系统低压部分和高压部分之间的接口, 它的任务是在柴油机工作时向燃油高压油轨腔内供给足够的高压燃油 (最高压力可达 $150 \sim 200 \text{ MPa}$), 其上的调压阀还担负着调节燃油压力的任务。目前在轿车柴油机中, 多采用如图 8-40 所示的带有 3 个径向压油柱塞的转子高压泵, 它安装在柴油机通常布置分配泵的位置上 (图 8-39 中的 3), 由齿轮、链条或齿形皮带传动, 传动比不受严格限制 (可为 $1:2$ 或 $2:3$ 等, 但高压泵最高转速不超过 3000 r/min), 工作时低压燃油经进油口 13 进入, 先经过带节流孔的安全阀 14 进入低压油道 15, 再通过进油阀 5 流入油泵柱塞顶部空间 4, 工作时, 依靠与驱动轴 1 作成一体的偏心凸轮 2 的旋转, 推动 3 个周向呈 120° 均布的柱塞 3 依次向外运动, 以产生压油动作 (回位靠弹簧), 这时若调压阀 10 将旁通回油孔 12 关闭, 则柱塞顶部的高压燃油将经过高压泵出口 9 流向高压油轨, 以完成高压供油任务。

应当特别指出的是, 共轨系统中高压油泵的供油不像一般燃料供给系统高压油泵那样与

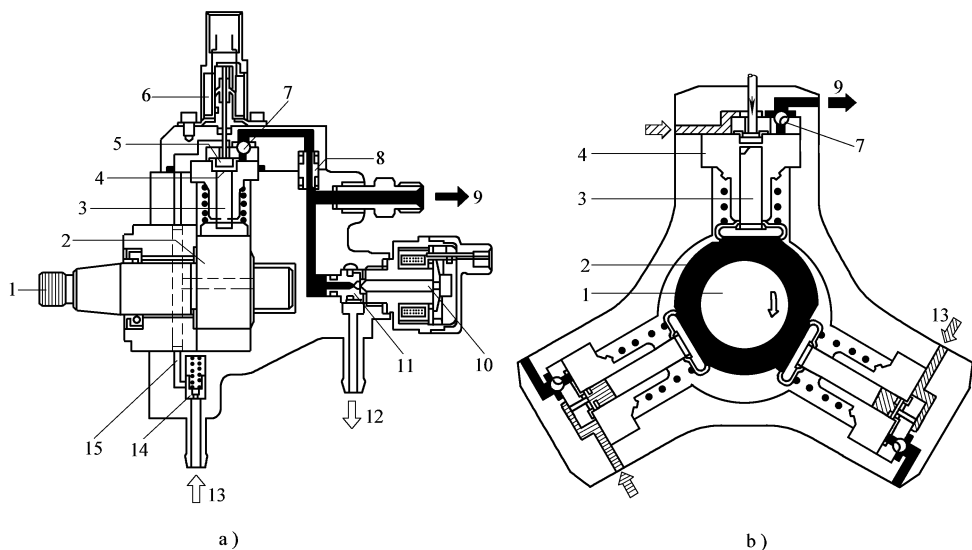


图 8-40 电控共轨系统的转子式高压泵

a) 纵剖面 b) 横剖面

- 1—驱动轴 2—偏心凸轮 3—径向柱塞 4—径向柱塞顶部空间 5—进油阀 6—停油电磁阀
7—出油阀 8—密封件 9—通往高压油轨 10—调压阀 11—球阀 12—回油孔
13—进油孔 14—带节流孔的安全阀 15—通往进油阀的低压油道

喷油过程同步，而是连续进行的，因此它的驱动扭矩峰值较低，消耗的功率也较小，例如这种用于轿车柴油机的径向柱塞泵，在油泵旋转一周中有 3 个柱塞依次压油，供油过程与驱动扭矩十分平缓，对于一台排量为 2L 的直喷式柴油机来说，平均扭矩只有大约 16Nm，相当于同挡分配泵峰值扭矩的 1/9。

高压系统的压力调节由调压阀 10 实现，其具体结构如图 8-41 所示。工作时，调压阀的球阀 1 在弹簧 4 和电磁铁 3 吸力的双重作用下，压紧在阀座上将高压腔与回油通道隔绝，电磁铁吸力与流过电磁铁的电流成正比，而电流大小则由电控单元(ECU)给出的脉宽调制(PWM)信号控制，当高压系统中的压力高于调定的压力时，球阀打开高压燃油经过旁通油路(图 8-40 中的 12)泄压；反之球阀关闭，压力重新建立，从而达到按 ECU 指令调整高压系统油压的目的。另外，由于压紧球阀的作用还有弹簧力，它可以在电磁铁断路的情况下，使高压油路保持 10MPa 左右的压力，这样在调压阀中存在

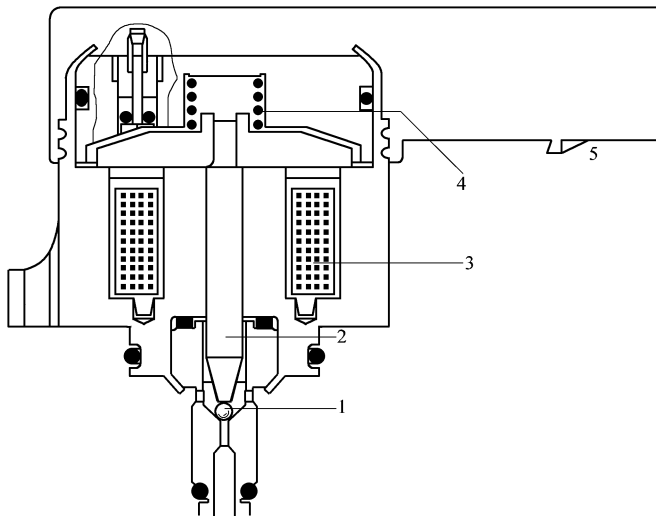


图 8-41 调压阀

- 1—球阀 2—衔铁 3—电磁铁 4—弹簧 5—电插接器

两个调节回路,一个是调节高压油轨平均压力的低速电调节回路,其中频率为 1kHz 左右;另一个是由弹簧-球阀构成的调整机械-液力式调节回路,以补偿高频压力的波动。

另外,由于高压泵的供油量是按全速全负荷的最大供油量设计的,故在怠速和部分负荷工作时,会有大量剩余的燃油经调压阀流回油箱,它们除了使系统燃油温度升高以外,还因损失了泵油消耗的能量,增加了高压泵消耗的功率(影响柴油机的燃油耗),为此在高压泵的低压进油侧,还装有停油电磁阀(图 8-40 中的 6),它可以根据 ECU 的指令,在低速、低负荷时使进油阀 5 始终处于开启状态而无法关闭,这时柱塞在压油行程中,只能将吸进的燃油再压回低压腔而不能建立高压,从而节省了高压泵所消耗的能量,为此在新开发的结构中,只在高压泵中进油口处设置油量控制阀,而将高压油路中的调压阀移至高压油轨处,以增加调压过程反应的灵敏度。

除了上述轿车柴油机用的径向柱塞高压泵以外,在载重车上则大多采用如图 8-42 所示的直列式高压泵,其外形很像一台两缸直列式喷油泵,装在柴油机通常布置传统喷油泵的位置上,由柴油机正时齿轮驱动(传动比不受限制,但通常仍保持为 1:2),高压泵内装有齿轮式输油泵并通过凸轮使两个并列的柱塞交替压油,其外形与动作虽与直列式喷油泵相似(改装时可以减少机体和传动轮系的变动),但工作原理(连续供油)则与前述转子式高压泵相同。

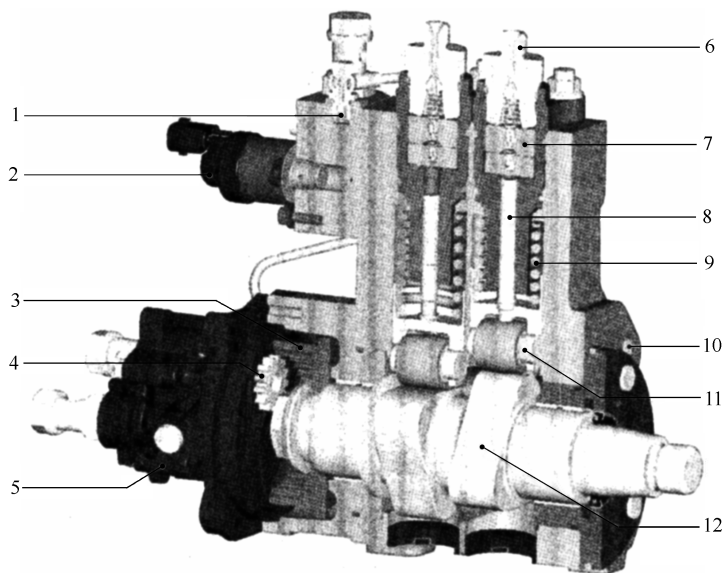


图 8-42 电控共轨系统的直列式高压泵

- 1—节流阀 2—进油量控制阀 3—内齿轮 4—小齿轮 5—齿轮式输油泵 6—高压管接头
7—进出油阀(两件式) 8—柱塞 9—回位弹簧 10—润滑油入口 11—滚轮销 12—凸轮

高压油轨(图 8-38 中的 8 和图 8-39 中的 4)实质上是一个蓄压器,其功能是储存高压燃油,保持油压稳定并将高压燃油分配(通过短油管)给各缸的电控喷油器。由于各缸共一个油轨,故有“共轨(CR)”之称。图 8-43 所示即为高压油轨(共轨)及其相关部件,其中燃油轨 1 为一个管状厚壁容器,其形状看似简单,但必须通过对整个高压系统的模拟计算(考虑燃油的可压缩性)和匹配试验来确定其尺寸和腔内容积,以保证在喷油器喷油和高压泵脉动供油时油轨内的燃油压力波动尽可能小(油轨内腔的容积要足够大),同时也要保证启动时,油轨内的油压能迅速建立(油轨内腔容积要足够小),由此得出最佳折中方案。

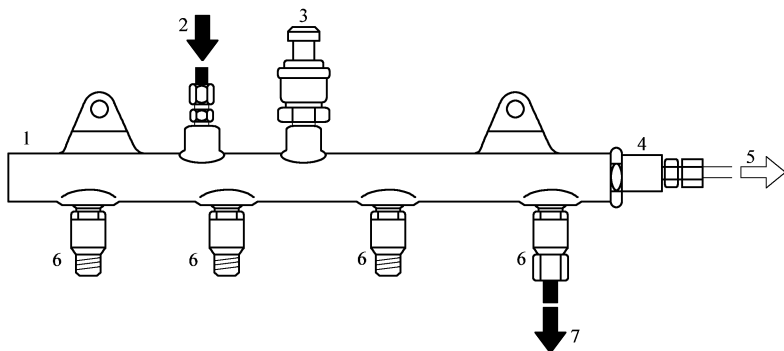


图 8-43 高压油轨(蓄压器,共轨)及其相关部件

1—燃油轨 2—从高压泵来的燃油 3—压力传感器 4—限压阀 5—返回油箱的回油
6—流量限制器 7—通往喷油器的高压油路

在高压燃油轨的相关部件中，压力传感器 3 负责将燃油压力这个重要的信息反馈给电控单元(ECU)，以便后者能对油压以及整个喷油过程进行有效的控制。图 8-44 所示即专为测量燃油轨高压而开发的压力传感器，它的核心部分是钢质薄膜 3，其上用蒸发沉积法形成电阻应变桥式电路，当膜片感受到高压燃油的压力时，桥路能根据变形的大小(对应 150MPa 约为 $20\mu\text{m}$)给出 $0 \sim 80\text{mV}$ 的电压输出，再经过装在传感器内的集成电路 2，将其转换为 $0 \sim 4.5\text{V}$ 的电压信号送往 ECU，后者即能根据内存的标定曲线，计算出准确的轨压，其误差可控制在 2% 以内。

为了保证系统工作的可靠性，在燃油轨上还装有限压阀(图 8-43 中的 4)，它在轨压超过

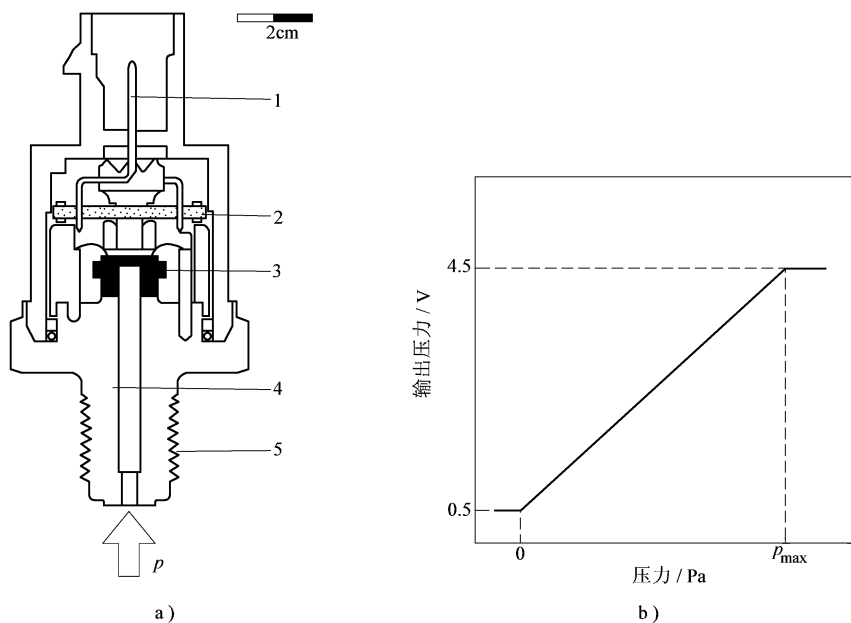


图 8-44 压力传感器

a) 结构简图 b) 输出特性

1—电插头 2—集成电路 3—测量薄膜 4—高压油道 5—拧入燃油轨的螺纹接头

最高允许值以后开启泄压,防止系统内部零件的损坏,其结构和工作原理如图 8-45 所示。此外,在图 8-43 所示的燃油轨上还装有流量限制器 6,以防止喷油器可能出现的持续喷油现象,但在新开发的共轨系统中,已经将其取消而代之以控制燃油压力的调压阀。

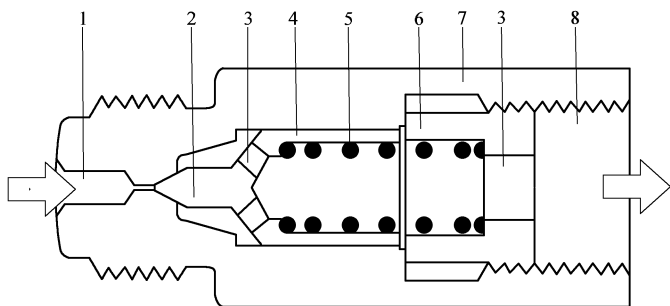


图 8-45 限压阀

1—高压油道 2—阀头 3—节流孔 4—阀柱
5—弹簧 6—限位器 7—阀体 8—回油

在电控高压共轨系统中,负责高压喷油(喷油压力、喷油量和喷油正时)的电控喷油器无疑是整个系统中最为关键的部件之一,它的结构与工作原理如图

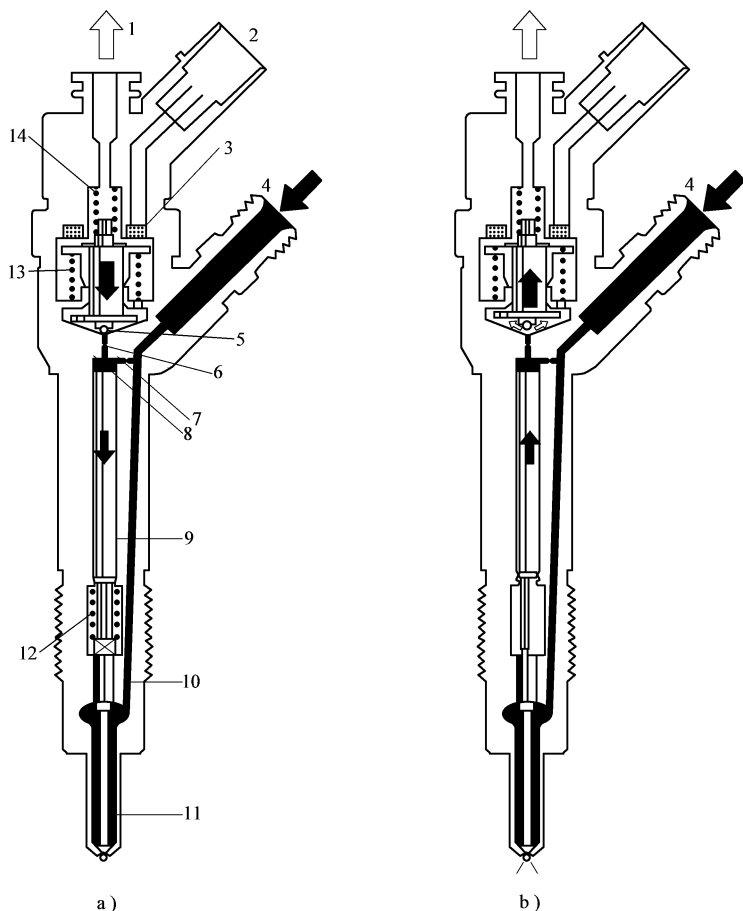


图 8-46 电控喷油器

a) 喷油嘴针阀关闭(待喷状态) b) 喷油嘴针阀开启(喷油状态)

1—回油 2—电缆接口 3—电磁阀 4—高压进油(来自共轨) 5—球阀 6—回油节流孔
7—进油节流孔 8—控制活塞上腔 9—控制活塞 10—高压油道 11—针阀
12—针阀弹簧 13—缓冲弹簧 14—电磁阀弹簧

8-46 所示, 由图可见, 其内部零件按功能可以分为下部的喷油嘴(图号 11), 中部的油压控制活塞(图号 9)和上部的电磁阀(图号 3)等几部分。整个电控喷油器外形与安装尺寸与传统喷油器基本相同, 故由传统燃料供给系统转为共轨系统时, 无需对气缸盖作较大修改。

图 8-46a 所示为停止喷油状态, 这时电磁阀 3 在 ECU 的指令下断路, 其衔铁头部的球阀 5 在弹簧 14 的作用下关闭回油节流孔 6, 从高压油轨经进油接头 4 进入喷油器体的燃油分成两路, 一路经油道 10 流往针阀 11 的盛油槽, 一路经进油节流孔 7 流入控制活塞 9 的上腔 8, 由于控制活塞的顶面积大于针阀的承压面积, 因此上下压力虽然相等, 但控制活塞向下压紧力要大于针阀的升起力, 再加上针阀弹簧 12 的作用, 使针阀 11 保持关闭, 喷油器处于待喷即停止喷油的状态。

图 8-46b 所示为喷油状态, 这时电磁阀通电, 其衔铁在电磁力的作用下被吸至上方, 球阀将回油节流孔 6 打开, 控制活塞上腔, 即控制室内的高压油则经此节流孔流入喷油器上方空间, 再经回油道 1 流回油箱。由于回流节流孔径大于进油节流孔径, 故球阀打开后, 进油节流孔前, 即油道 10 内的压力仍大体保持共轨压力的水平, 而控制室内的压力则迅速下降(下降速度取决于进、回油节流孔流量之差), 由于作用在控制活塞顶面的油压降低, 减小了对针阀的压紧力, 当它与针阀弹簧的合力小于喷油器的开启力(即高压油对针阀承压面的作用力)时, 针阀开启, 实现高压喷油。此后, 若电磁阀断电, 失去对衔铁的吸力, 球阀 5 将在电磁阀弹簧 14 作用下关闭(为了减少球阀关闭时的冲击力, 将衔铁做成两件套装式结构并设置有缓冲弹簧 13), 电控喷油器又回到停止喷油状态。由此可知, 整个喷油过程包括喷油始点、喷油终点和喷油持续期均由 ECU 通过喷油器中的电磁阀来控制, 喷油压力则由装在高压泵或高压油轨上的调压阀控制, 喷油量则取决于喷油压力(喷油嘴小压力室与气缸内的压力差)、喷油持续期和喷孔的流通特性, 而电控单元(ECU)不难根据内存的计算程序和试验数据, 立即加以确定, 这样, 只要根据各种传感器的反馈信息以及内存的脉谱图, 即可按柴油机工况的要求, 对电控高压共轨系统的喷油量、喷油正时和喷油压力作出及时、有效和优化的控制, 而且只要高压电磁阀频响特性足够好的话, 也不难实现如图 8-35 所示的预喷射或多次喷射。

此外, 由以上分析可知, 控制活塞的作用实质上是一个液力放大系统, 因为用电磁阀不能直接产生迅速关闭针阀所需的力, 只好通过电磁阀启闭控制活塞运动来间接控制针阀的运动, 这样在高压油路中的燃油除喷入气缸的燃油量外, 还要包括经控制室、回油节流孔流过的附加控制油量, 这部分燃油连同控制活塞导向部分泄漏的燃油一起都经回油通道流回燃油箱。

图 8-47 是电控喷油器为了实现理想的喷油过程(喷油规律)各部分机构协调动作的示意图, 图 8-48 则为反映其相应变化规律的曲线。

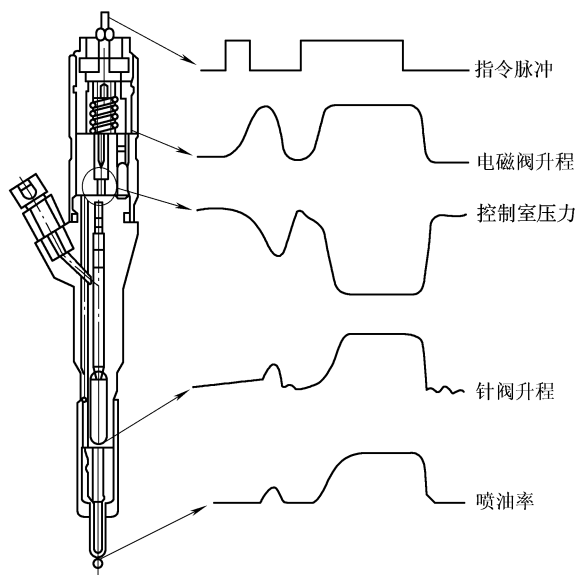


图 8-47 电控喷油器的信号谱

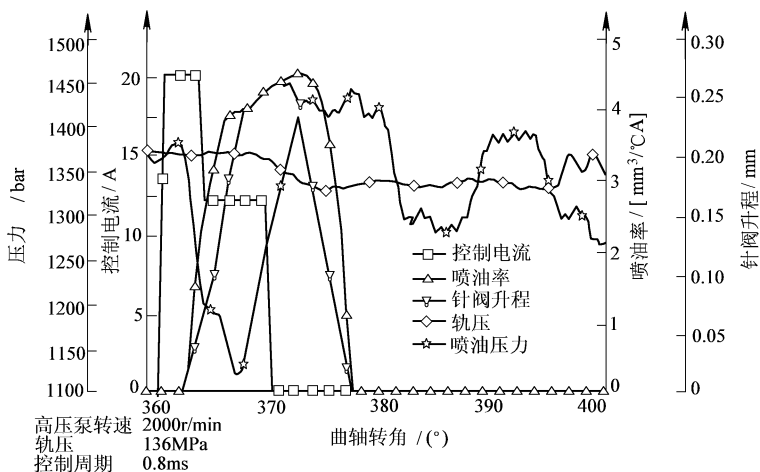


图 8-48 电控高压共轨系统的喷油过程

由图 8-48 可见, 喷油器电磁阀的控制用阶跃电流进行, 即电流调节装置将通电(喷油)相位分为吸动电流相(Pickup Current Phase)和保持电流相(Holding Current Phase)两个阶段, 前者对应于针阀升起过程, 采用大电流(20A)以保证针阀开启迅速; 后者用于保持针阀的开启, 因这时气隙很小, 可以采用小电流(约 13A)以减少电磁线圈的发热和节省电磁阀的能耗。采用以上控制办法, 并在设计过程中仔细选择回流和进油节流孔的尺寸, 就能够保证针阀开启与关闭迅速, 喷油率形状丰满, 喷油量调节的误差小和再现性好。图中除了控制电流、针阀升程和喷油率曲线外, 还有高压油轨和喷油压力的对比, 由图可见, 轨压虽大致保持稳定, 但实际喷油压力仍有较大的波动, 这是由共轨系统的液力特性(仍采用短油管)决定的, 实际上难以避免, 只能在电控过程中通过 ECU 中适当的软件来加以补偿。尽管如此, 与前面介绍过的各种燃料供给系统相比, 高压共轨系统仍有明显的优点。

前已说明, 不论是直列泵、分配泵、单体泵还是泵-喷嘴均属于脉动供油系统, 它们的喷油压力受柴油机转速和负荷的影响较大, 会出现低速小负荷时喷油压力不足、喷雾不良, 而高速大负荷时喷油压力偏高(峰值压力约为平均喷油压力的两倍)和喷油规律(喷油率近似为三角形)难以控制等一系列问题。而高压共轨系统中, 由于将高压供油和喷油功能分开, 喷油压力可基本上不受转速和负荷的影响, 大体保持恒定, 而且压力还可以按工况需要调节, 因此除喷油量和喷油正时外, 也能对喷油规律的形状作为比较有利的调整, 如可以实现先缓后急的“靴形”喷油规律(对减少 NO_x 和颗粒排放有利, 见图 8-49), 亦能在实现预喷射和多次喷射方面展现较大的灵活性(在万有特性不同工况点上实现不同的喷射方式, 见图 8-50)。此外, 共轨系统在结构布置上比较灵活, 要求柴油机改动比较少, 因此目前在各类柴油机上得到了日益广泛的应用。

当然, 任何事物都不是十全十美的, 高压共轨系统也不是没有缺点与可改进之处, 例如, 由于它仍然存在短高压油管, 故喷射压力达不到泵-喷嘴系统的水平(这也是泵-喷嘴系统和共轨系统一样也有很大发展前途的原因)。同时, 由于高压电磁阀机件的质量和惯性, 限制了其频响特性的进一步提高, 造成了电磁阀动作滞后, 加上从控制活塞至喷油器针阀运动之间的液力延迟, 以至出现了 ECU 指令脉冲点与喷油始点之间存在一定的滞后量。为此,

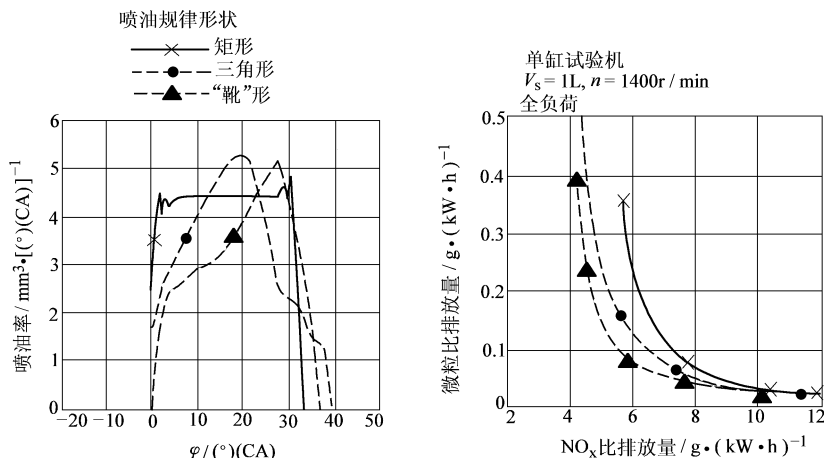


图 8-49 喷油规律形状对柴油机 NO_x 和微粒排放的影响

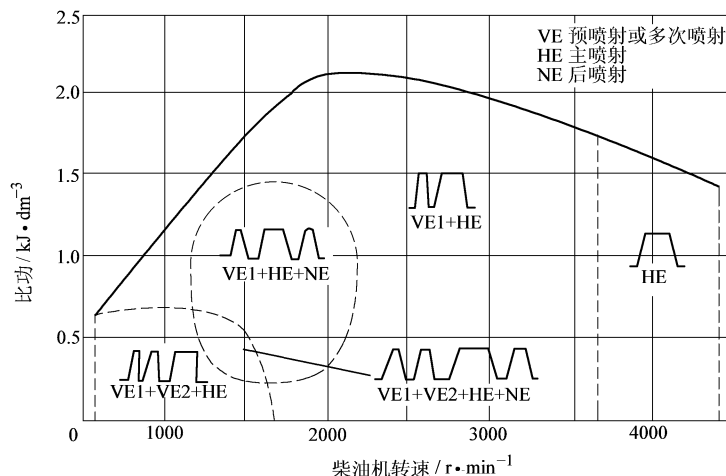


图 8-50 柴油机各种工况下的多次喷射

共轨系统也处于不断发展之中，例如目前已开发出用压电晶体来取代电磁阀的喷油器，它利用压电晶体在通电后能够迅速产生变形的原理，直接或通过液压伺服机构使喷油嘴开启，从而大大改善了电控喷油器对电信号的响应速度 ($150\mu s$ 或更少)，加快了针阀启闭 (针阀开启速度达 $1.3m/s$)，从而使电控高压共轨系统在喷油过程上实现更为及时、精确与灵活的控制，为改善柴油机动力、经济性和环境方面的指标 (NO_x 和颗粒排放与噪声水平) 提供了有力的工具。压电式喷油器的另外一个优点是结构紧凑、重量轻 (例如, 对于轿车用的喷油器, 电磁阀式约为 $498g$, 而压电式只有 $270g$)，而且不存在电磁阀喷油器中燃油由高压向低压腔泄漏的问题 (提高了液力效率)，但由于这项新技术尚在发展中，本书不拟多作介绍，只在图 8-51 和图 8-52 中分别给出了两种典型的压电式喷油器结构。其中，前者为带有液压伺服机构的内开式 (常见结构) 喷油器；后者为压电晶体直接驱动的外开式喷油器。

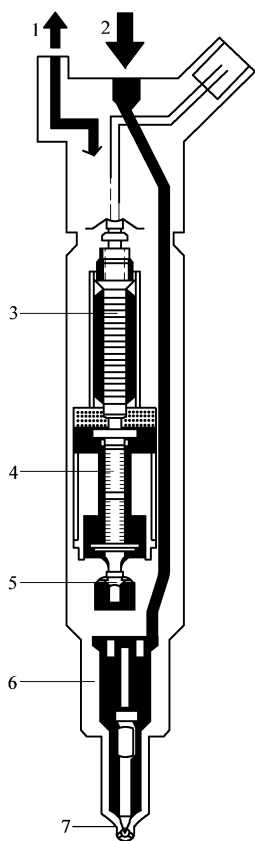


图 8-51 带液压伺服机构的

压电式电控喷油器

1—回油 2—高压进油 3—压电晶体堆(执行器)
4—液力传送器 5—控制阀 6—喷油嘴 7—喷孔

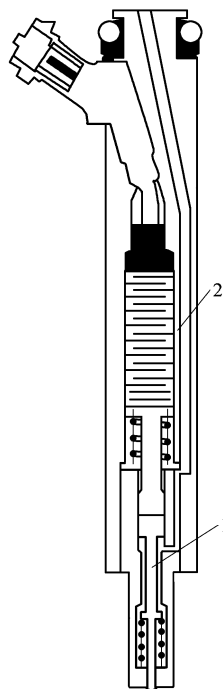


图 8-52 压电晶体直接作用的

外开式电控喷油器

1—针阀 2—压电晶体堆(执行器)

8.6 电控系统软件结构与开发流程

前已说明，电控燃料供给与调节系统的控制软件具有重要的作用，不仅包含燃料供给系统和柴油机本身的管理和故障诊断功能，还包括整车管理等功能，其功能的完善性、结构的合理性直接影响电控系统的应用、升级及维护性能。

8.6.1 电控软件结构

一个复杂的嵌入式实时电控系统的开发往往是从系统需求定义开始，过程包括系统硬件的设计与实现，系统软件功能定义、编码、验证，直到最后的系统集成与测试。对软件工程师而言，开发中将面临硬件平台不断升级、软件功能复杂程度大幅增加和开发周期不断缩短的多重压力。因此，系统开发团队中软硬件开发人员首先必须要有很好的分工和合作，其次必须建立良好的软件架构，这样才能在提高开发效率的同时，降低系统的开发成本。

好的软件架构(模式或者是框架)能够为软件开发提供坚实的基础，它应该是很好组织

起来的标准组件，并且拥有使开发者复用组件的代码库，这一点已成为当今软件开发行业，特别是嵌入式系统开发的基本要求。为了提高软件开发效率和软件代码的复用性，电控系统软件应采用分层、模块化的软件架构，应对层中以及层间的各软件功能块进行很好的封装，使之成为软件系统的“标准组件”，进而满足上述现代嵌入式系统的要求。在这种软件架构下，以模型为基础的软件设计方法和自动代码生成工具可以得到最充分的应用，从而能提高系统的开发效率和开发质量，以下即以电控共轨系统为例进一步说明电控软件的结构与开发流程。

表 8-1 为典型的电控共轨控制系统的软件架构，在该软件结构中，整个软件分为三层，即硬件层(Hardware Abstraction Layer)、中间层(Middle Layer)和应用层(Application Layer)，各层软件根据需要的功能，又分为具有不同功能的子模块。图 8-53 所示为典型高压共轨系统软件模块。这样分层、模块化的软件架构，无论对控制系统的硬件平台更换或软件功能升级，只需要替换软件系统各层中的相应模块即可，控制系统的维护也非常方便。这与国际上通用的 AUTOSAR(Automotive Open System Architecture)标准的核心思想基本类似。

表 8-1 电控共轨控制系统软件架构

软件层次	功 能 描 述
应用层	对具有明确物理意义的变量进行的计算和控制，如油量、轨压、转速、发动机状态等的计算和控制
中间层	完成传感器输入、执行器输出、故障诊断和处理、判缸、通信等功能，实现物理量和电信号之间的转换
硬件层	为中间层提供操作底层硬件的 API(Application Programming Interface, 应用程序编程接口) 接口，完成硬件的初始化和对单片机寄存器的特定操作。根据共轨系统的控制信号输出的要求，制定 API 接口定义，API 接口函数的命名以上层功能含义(不以操作底层内容)为准

在表 8-1 和图 8-53 中电控共轨系统三个软件架构层中，分别包括的子模块有：

1. 应用层

(1) 油量的控制 包括预喷油量和主喷油量的计算，以及根据增压压力、大气压力、气温、水温、油温等物理量对油量的各种修正限制量功能，巡航控制功能，怠速稳定控制功能，加速过渡过程控制功能，起动控制功能，超速保护功能，冒烟限制功能等。

(2) 提前角的控制 包括预喷间隔和主喷提前角的计算，以及根据增压压力、大气压力、气温、水温、油温等物理量对喷油正时的各种修正限制量功能，加速过程对喷油正时的修正，转速传感器误差对喷油正时的修正等。

(3) 共轨系统高压泵的泵油角的控制 包括基本泵油角和泵油 PID(Proportion Integration Differentiation, 比例积分微分)控制量的计算。

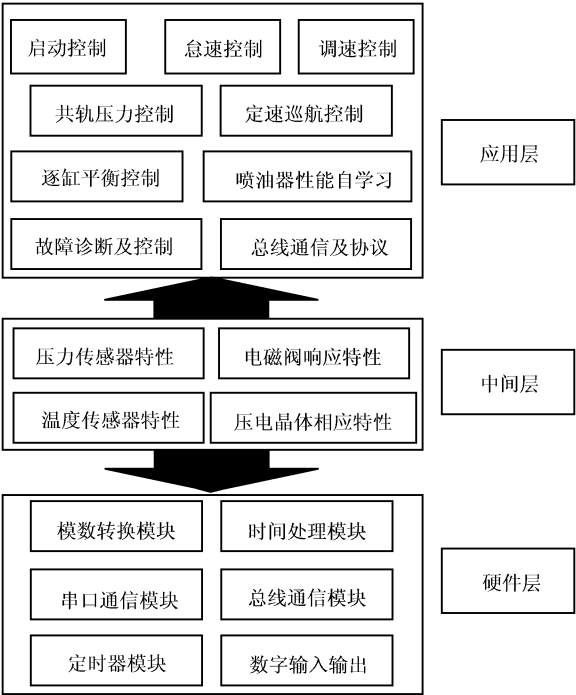


图 8-53 共轨系统中各层的软件功能模块

- (4) 目标轨压的控制 根据发动机工况, 确定设定目标轨压。
- (5) 目标转速的控制 怠速闭环控制及其他工况的调速特性转速控制。
- (6) 对发动机各种状态的判断 如起动状态、怠速状态、加速状态、停机状态等。
- (7) 所有全局变量和标定 MAP 的定义。
- (8) 系统配置的定义。
- (9) 各数学函数的定义。
- (10) 时间片任务分配函数的定义。
- (11) 中断任务的处理。
- (12) 主调度函数。

2. 中间层

- (1) 完成对喷油泵油的驱动输出。
- (2) 故障诊断和处理。
- (3) 判缸逻辑和齿数校正。
- (4) 通讯协议的实现 包括 CCP (CAN Calibration Protocol) 协议、KWP2000 (Keyword Protocol 2000) 协议、SAE J1939 协议等。
- (5) 开关量采集和输出。
- (6) 模拟量的采样及标定。
- (7) 发动机转速的计算。
- (8) ECU 上下电处理。

3. 硬件层

- (1) 硬件寄存器配置。
- (2) 各硬件子模块的初始化函数和 API 接口函数的定义。
- (3) 泵油喷油等执行器驱动函数的定义。

8.6.2 电控软件开发流程

在 20 世纪 60 年代中期, 人们发现软件生产出现问题, 主要表现在生产流程不规范, 缺乏管理, 此后人们在软件开发中引入了工程的概念、原理、技术和方法, 这种思想在一定程度上解决了软件生产流程中遇到的问题, 但直至 20 世纪 80 年代还没有提出一套完整的管理软件开发的通用原则, 软件开发过程中的问题依旧存在。随着软件开发的深入, 人们越来越清楚地意识到软件流程管理的重要性, 因此, 将管理学的思想逐渐融入软件开发流程中并提出“软件工程”的概念, 只有这样才能有效地控制项目进度和软件质量, 从而提高效率, 同时降低成本。目前, 国际流行的汽车电控软件遵循“V”形开发模式, 如图 8-54 所示。

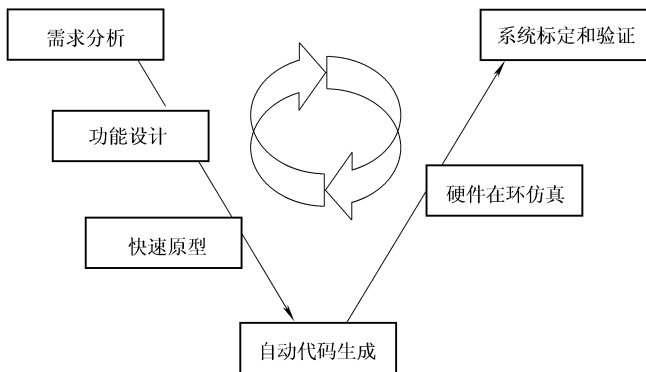


图 8-54 电控软件 V 形开发模式

在这个“V”形开发模式中，每个节点都需要不同的工具和软件支持，且整个开发流程遵循科学合理的流程体系，项目组人员分工合理，对于项目中出现问题的解决方案也有规范流程，即利用规范的管理模型来保证软件开发的质量，如 CMMI (Capacity Maturity Model Integrated, 能力成熟度集成模型)、ISO/TS 16949、ISO 9000 标准等。同时，在开发过程中，配置管理和软件测试技术要贯穿始终，以确保软件的功能和质量。

1. 需求分析

在电控软件开发流程中，需求分析指的是在建立一个新的或改变一个现存的电控系统时，描写新系统的目的、范围、定义和功能而所要做的所有的工作。需求分析是软件工程中的一个关键过程。在这个过程中，系统分析员和软件工程师需要了解与最终确定客户的需要。只有在确定了这些需要后，他们才能够分析和寻求新系统的解决方法。

2. 功能设计

功能设计是根据需求分析进行电控软件的架构和设计，比较通用的开发工具是美国 MathWorks 公司开发的 MATLAB 软件。通过使用 MATLAB 提供的 Simulink、Stateflow 等工具，完成控制方案的设计、功能模块的设计以及控制算法的设计等任务，从而可以在完全离线状态下进行仿真模拟工作，初步验证控制算法的有效性并及时调整控制参数。

3. 快速控制原型

快速控制原型 (Rapid Control Prototyping, 缩写 RCP) 是在开发的初期，快速地建立控制对象及控制器模型，并对整个控制系统进行多次离线及在线的测试来验证控制系统软、硬件方案的可行性。在快速控制原型阶段，允许反复修改模型设计，进行实时仿真。这样可以将错误及不当之处消除于设计初期，使设计修改费用减至最小。

使用 RCP 技术，可以在费用和性能之间进行折中，在最终产品硬件投产之前，仔细研究诸如离散化及采样频率等的影响和算法性能等方面的问题。通过将快速原型硬件系统与所要控制的实际设备相连，可以反复研究使用不同传感器及驱动机构时系统的性能特征。而且，还可以利用旁路 (Bypass) 技术将原型电控单元或控制器集成于开发过程中，从而逐步完成从原型控制器到产品型控制器的顺利转换。RCP 的关键是原型控制器和控制算法程序之间的无缝连接，只需通过鼠标点击，就可以完成设计的修改。图 8-55 所示即为一个典型的快速控制原型平台，利用 Bypass 技术在现有控制算法上，完成对新增加的基于扭矩的发动机控制模块开发的具体实例。

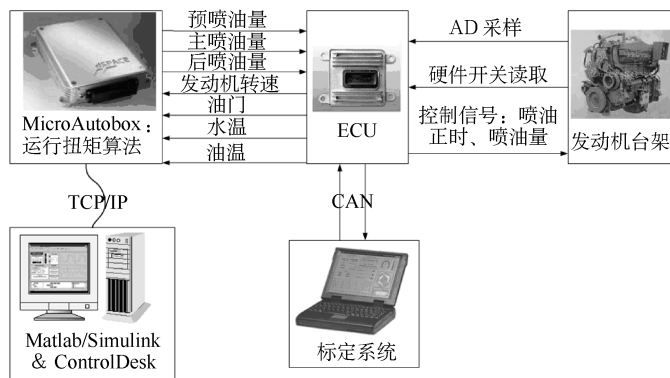


图 8-55 快速控制原型开发系统结构图

4. 自动代码生成

利用现代控制系统开发工具可以用最少的时间完成控制系统原型的设计，但如何从原型控制系统向产品型控制器转换仍然是最大的问题。传统目标代码的实现是采用既费时又易出错的手工编程方式。由于现代控制器的日渐复杂，手工编程将会耗费更多的时间。

德国 dSPACE 公司开发的 TargetLink 工具能够完成代码的生成。TargetLink 是在汽车界用户的密切合作下开发的,能很好地满足工业用户的需求。用 TargetLink 可以直接从 Simulink/Stateflow 模型生成产品代码,生成的代码可靠性高,易读性好,可产生定点运算代码,适应多种微处理器和编译器。

5. 硬件在环仿真

硬件在环仿真是指将部分实际被控对象或系统部件用高速运行的实时仿真模型来代替,而控制系统则用实物(即硬件)与系统实时仿真模型连接成为一个硬件在环仿真系统,通过仿真试验对控制系统的控制策略、控制功能及系统可靠性等进行测试与评估。

硬件在环仿真系统结构如图 8-56 所示。硬件在环仿真系统主要由三部分组成,包括系统实时仿真模型、高速接口模块和 PC 机监控系统。系统实时仿真模型是整个硬件在环仿真系统的核心,其主要功能是实现系统模型的实时仿真计算;高速接口模块充分利用其高速计算能力,可以在系统实时仿真模型和控制系统实物之间进行各种信号的传递;PC 机监控系统作为人机交互平台,既可以方便地修改系统仿真模型的参数,又能及时地监控系统实时仿真模型在控制系统中的实物作用。

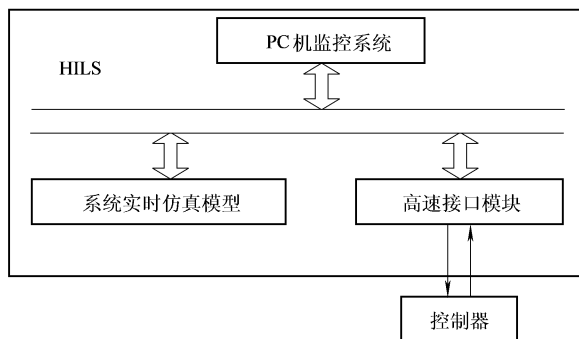


图 8-56 硬件在环仿真系统结构图

硬件在环仿真系统的工作过程如下:首先让系统实时仿真模型按照用户设定的初始参数运行,同时将仿真模型的计算结果通过高速接口模块送往控制系统实物,并在 PC 机监控系统中显示计算结果;控制系统实物根据接收到的系统实时仿真模型的计算结果,按照一定的控制策略计算出控制参数,然后将控制参数通过高速接口模块反馈给系统实时仿真模型,系统实时仿真模型根据控制参数改变其运行状态;用户可以根据需要在 PC 机监控系统的图形用户界面上改变仿真模型的系统参数,从而实现对系统状态的控制。

6. 软件测试

软件测试定义是:在规定的条件下对程序进行操作,以便发现程序错误、衡量软件质量并对其进行是否能够满足设计要求进行评估的过程。

软件测试的进程依次包括 Alpha 测试、Beta 测试和 Gamma 测试。

Alpha 测试通常是在阶段性的开发完成后开始进行,一直持续到进入 Beta 测试阶段前的阶段。在这个阶段中,软件由潜在使用者(客户)或一个独立的测试团队,采用现成软件,以模拟或实际操作性的黑盒测试和灰盒测试进行内部验收测试。

当 Alpha 阶段完成后,开发过程进入到 Beta 测试阶段。在 Beta 测试阶段,用于 Beta 测试的产品被发布到一部分受控制的公司外部人员手中,通过他们外部人员的测试和反馈,尽可能发现产品中存在的缺陷和错误。在某些情况下,Beta 版本可能被发放到范围更广的外部人员手中(例如,通过网站下载或是其他方式面向公众发放),Beta 测试阶段的测试主要使用黑盒测试技术,也可以使用白盒测试技术对产品继续进行测试。

Gamma 测试是一个很少被提及的非正式测试阶段,该测试阶段对应的是对“存在缺陷”

产品的测试。考虑到任何产品都可以被称为“存在缺陷”的产品(测试只能发现产品中存在的问题,不能说明产品不存在问题),因此这个概念存在一定的不确定性。

对 Alpha 测试和 Beta 测试常见的一个认识误区是“Beta 测试 = 黑盒测试”。实际上, Alpha 测试和 Beta 测试对应软件在产品发布之前的阶段,而白盒、黑盒和灰盒测试技术是从技术和方法层面对测试的描述,不应该将这两部分概念混淆。

软件测试的方法有黑盒测试和白盒测试两种。

黑盒测试也称功能测试,它是通过测试来检测每个功能是否都能正常使用。测试时,把程序看作一个不能打开的黑盒子,在完全不考虑程序内部结构和内部特性的情况下,在程序接口进行测试,它只检查程序功能是否按照需求规格说明书的规定正常使用,程序是否能适当地接收输入数据而产生正确的输出信息。黑盒测试着眼于程序外部结构,不考虑内部逻辑结构,主要针对软件界面和软件功能进行测试。

白盒测试也称结构测试、逻辑驱动测试或基于程序本身的测试。测试者需了解待测试程序的内部结构及算法等信息,这是从程序设计者的角度对程序进行的测试。

灰盒测试则为介于上述两种方法之间的测试。

7. 配置管理

配置管理系统通过技术或行政手段对软件产品及其开发过程和生命周期进行控制和规范的一系列措施。配置管理的目标是记录软件产品的演化过程,确保软件开发者在软件生命周期中各个阶段都能得到精确的产品配置。

配置管理系统应该具备以下主要功能:

(1) 并行开发支持 因开发和维护的原因,要求能够实现多位开发人员同时在同一个软件模块上工作,同时对同一个代码部分作不同的修改,即使是跨地域分布的开发团队也能互不干扰,协同工作,而又不失去控制。

(2) 修订版管理 跟踪每一个变更的创造者、时间和原因,从而加快对问题和缺陷的确定。

(3) 版本控制 能够简单、明确地重现软件系统的任何一个历史版本。

(4) 产品发布管理 使管理、计划软件的变更与软件的发布计划、预先定制好的生命周期或相关的质量过程保持一致,让项目经理能够随时清晰地了解项目的状态。

(5) 自动建立管理 基于软件存储库的版本控制功能,实现过程建立自动化。

(6) 过程控制 贯彻实施开发规范,包括访问权限控制、开发规则的实施等。

(7) 变更请求管理 跟踪、管理开发过程中出现的缺陷、功能或任务增强请求,加强沟通和协作,能够随时了解变更的状态。

(8) 代码共享 提供良好的存储和访问机制,开发人员可以共享各自的开发资源。

当前,主要的配置管理工具有: Visual Source Safe(简称 VSS)、Concurrent Version System(简称 CVS)、Star Team 及 Clear Case 等。其中, VSS 的使用简便易学,但其的功能和安全性较弱,且只对 Windows 平台进行支持,故可作为项目配置管理的入门时采用的工具; CVS 的安全性和版本管理功能较强,可以实现异地开发的支持,但 CVS 安装和使用多采用命令行方式,不提供变更管理的功能,适用于小型团队; Clear Case 功能完善,安全性好,可以支持复杂的管理,但学习成本高,需要集成 Clear Quest 才能完成完整的配置管理功能; Star Team 很好地平衡了功能性、易用性和安全性,同时集成了版本管理、变更管理和缺陷管理

等功能。因此,对大型的团队开发和建立组织级的配置管理体系,可采用 Clear Case 和 Star Team 作为配置管理工具。

8.7 电控系统标定

电控系统标定是指电控燃料供给系统与整机、整车匹配开发与优化过程,它涉及系统结构参数设计、控制参数优化、发动机性能与排放开发、整车驾驶性能及其对各种环境适应性的开发等工作,主要通过运用电控标定工具,根据系统开发目标,对控制算法中各功能参数、脉谱(MAP)图表数据进行在线更改或离线刷写,最终达到系统开发目标。

8.7.1 标定工作原理

1. 标定系统作用

各种日趋复杂的控制功能和算法可通过 ECU 的微处理器来实现,但同时其复杂性反过来也对微处理器系统在发动机及车型的适应性调整和优化方面提出了很高的要求。车辆的这一特定程序称为标定,它是车辆生产中决定时间期限、质量和成本的重要因素。

对发动机控制系统而言,标定系统是根据发动机用途不同,对控制策略和控制数据进行调整、发出控制指令的系统,是发动机控制系统中最高层的控制软件部分。由于标定系统不直接与控制系统硬件交往,因而它具有对各类系统的普遍适用性,因此,提供符合国际规范的控制标定系统平台,可为控制系统提供统一工具,从而节省大量的人力和物力。

标定的目的是优化控制功能。控制功能的算法在 ECU 程序中是已经确定了的,只有参数数值(曲面、特征曲线以及特征值)可以改动。为解析并优化这些参数,开发和标定测试工程师要在测试台架和试验车辆上对大量电子和物理信号进行测量,然后进行评估。

2. 标定协议标准 ASAM-MCD

ASAM(Association for Standardization of Automation and Measuring Systems)是汽车工业中的自动化及测量系统标准协会的缩写,致力于数据模型、接口及语言规范等领域的工作。该协会创建于 1991 年,不仅是德国汽车工业中的重要机构。如今,其已经发展成为一个拥有 100 多个公司成员的世界性协会。

标定工作用到的主要是汽车电子中的 ASAM-MCD(Measurement、Calibration and Diagnostic)标准协议,MCD 一共包括以下三层:

(1) MCD1 主要是作为应用层与控制设备之间接口的标准,定义了应用系统和 ECU 之间的物理和逻辑连接。它具体包括 MCD1-XCP 和 MCD1-CCP 两种协议标准。XCP 是基于多种通信物理平台的通用标定协议;CCP 则是基于 CAN 中线的标定协议。后面提到的标定系统就是基于 CCP 协议的。

(2) MCD2 对 ECU 功能、接口、标定信息、测量信息及数据的处理方法等进行了标准和规范化的描述。通过建立数据模型,不仅对 ECU 通信、测量、应用和诊断数据,同时也对 MCD 应用系统的配制信息和参数进行了描述。按此标准生成的 ASAP 描述文件作为标定系统的数据库而存在,它是 MCD1 中包含各类设备之间进行数据交换的平台。

(3) MCD3 定义了 MCD 系统同用户之间的接口。它的目的是使用户可以通过调用标准化的函数,与 MCD 系统进行数据和命令交互来实现测量、标定和诊断的功能,同时也是后



面提到的 VEGA 自动标定系统和与 ECU 通信的接口。

8.7.2 标定工具与方法

常用电控系统标定工具有很多种,主要有德国 ETAS 公司的 INCA 软件和 VECTOR 公司的 CANape 软件,针对不同的标定硬件结构,可以选取不同的标定工具,以下以 CANape 为例,说明其标定方法。

1. CANape 软件简介

CANape 是德国 VECTOR 公司开发的遵循 ASAM-MC(前身 ASAP)协议的 ECU 测试和标定工具,其主要应用领域是 ECU 的调试。CANape 有一个控制器的接口,使得它能在 ECU 运行时访问其内存。两者之间的物理连接形式是遵循 CCP 或 KWP2000 协议的 CAN 总线。CANape 还能支持对多个控制器(ECU)同时进行标定和测试。

软件中,CANape Graph 工具具有在线评估、离线评估、打印功能、数据管理、FLASH 编程、标定以及 ASAP2 数据库编辑器等功能,已成为 ECU 开发的一个通用工具。

CANape 提供不同的控制器数据获取模式,这些模式取决于各自 ECU 的驱动器。在测试过程中,CANape Graph 工具把测量数值以及相应的时间都存储起来。在测试过程进行中,CANape 能够修改 ECU 的参数。此外,过程中所有在 CAN 总线上交换的数据信号都能显示和保存下来。

2. CANape 标定系统的组成和建立

(1) 标定系统的组成 标定系统由 CANape 软件、ASAP2 数据库文件、CANcardX (CANcaseXL)通信适配器和被标定控制器(ECU)组成,其框图如图 8-57 所示。其中,ASAP2 数据库文件用来描述 ECU 的相关数据的信息。CANape 软件作为主站(Master),ECU 作为从站(Slave),由 CANape 发出指令,经过 CANcardX (CANcaseXL)通信适配器和 ECU CAN 控制器形成的 CAN 总线传到 ECU,经 ECU 处理后返回所需的数据。

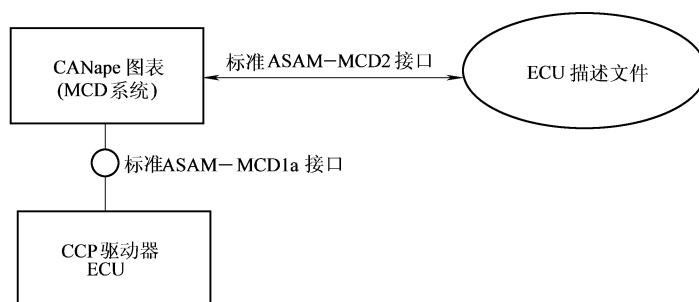


图 8-57 CANape 标定系统组成

CANcardX 是一款具有 PCMCIA 接口的 CAN 总线卡,拥有 SIEMENS 公司的 SAB-C1610 高性能微处理器及两个 PHILIPS 公司的 SJA1000 CAN 控制器,支持 11 位和 29 位标识 ID,对远程帧的接收和分析没有任何限制。CANcardX 可以接收、发送错误帧信息。CANcaseXL 是采用 USB 接口的 CAN 总线和 LIN 总线应用控制器适配卡。

(2) 标定系统的建立 建立 CANape 标定系统主要包括建立 ASAP2 数据库文件、实现 CCP 驱动和 FLASH ROM 驱动。

1) 建立 ASAP2 数据库文件。ASAP2 文件详细描述了与控制器(ECU)相关数据对象的所有信息,诸如特征参数(特征数据、曲线与图)和测量变量。在这个过程中,需要每个对象的详细信息,比如内存地址、储存结构、数据类型和转换公式。ASAP2 控制器描述文件包含了所有的这些参数,从而建立了与电控单元(ECU)的连接。

在 CANape Graph 里集成了一个 ASAP2 数据库编辑器。所有的信息都能通过对话框的形式进行设置和修改。这种类型的文件还能进行输入和输出。

在独立模式下,数据库编辑器能作为一个 ASAP2 ECU 描述文件的生成和编辑工具。需要特别强调的是,如果在 ECU 的开发过程中已经将 CANape Graph 集成在其中,就有可能利用相应的映射文件(Map)来自动更新 ASAP2 文件里的地址和数据类型等信息。CANape 支持多种映射文件类型,如 IEEE、ELF/DWARF、COFF、Tasking、Keil、HiWare、HiTec、Cosmic 等,例如基于 Infineon 平台 ECU 控制程序用 Tasking C166 开发,其对应的映射文件为 IEEE 格式,具体做法是设置数据库文件的 Map 文件格式为 IEEE,输入文件用为 Tasking 生成调试用的 .abs 文件,如图 8-58 所示。设定好映射文件之后,就可以向数据库中添加数据成员了。

添加数据成员时可以设置数据类型、物理量单位、物理量名称、数据范围、字节顺序(INTEL、MOTOLOLA)、转换表(线性方程、多项式、代数方程、转换符号、多点插值等方法)等,对于二维和三维图表可以设置其坐标为固定坐标或共享坐标,使用非常灵活。

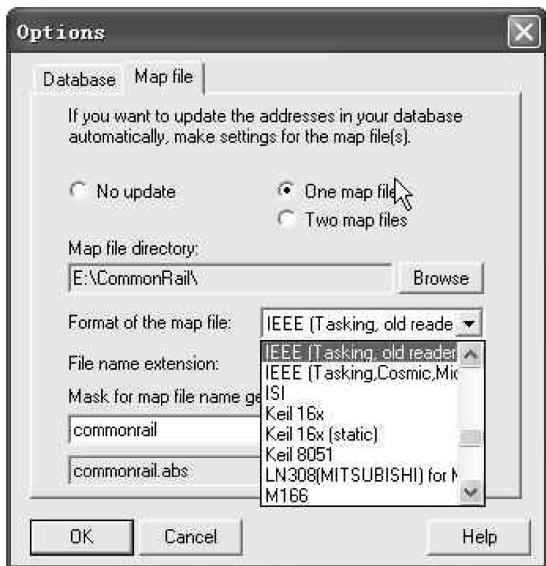


图 8-58 ASAP2 数据库的 Map 文件

2) 实现 CCP 驱动。建立本标定系统的关键在于实现 CCP 驱动。

在 ECU 中,由 CCP 驱动和 CAN 驱动一起处理来自 CANape 的指令。首先,由 CAN 驱动接受 CAN 数据帧,然后由 CCP 驱动分析、处理指令,改变 ECU 中的相应数据,指示 ECU 作出相应动作,并返回相应的数据,由 CAN 驱动发还给 CANape,由此完成 CANape 与 ECU 之间的通信。

CANape 有多种标定模式可供选择,各种模式之间的差别在于可标定参数的存储内存、内存初始化、参数修改和存储方法的不同。

标定系统在控制程序初始化时将参数复制到 RAM 中,标定过程中只修改 RAM 中的值,直到参数标定结束后,才将数值写入 Flash ROM 中。因为 FLASH ROM 的可擦写次数有限,而且速度较慢,采用上述方法可以延长 Flash ROM 的使用寿命,减少擦写时间,降低标定系统通信所造成的 ECU 负担。

CCP 驱动的协议部分参考 VECTOR 公司提供的模板文件,在加入到 ECU 控制程序的项目中时,主要工作是:①实现与 CAN 驱动接口;②实现基于标志项改变的 RAM 和 FLASH ROM 的地址转换;③实现 Flash ROM 的擦写;④设定 CCP 通信的参数,包括 CRO 和 DTO

的 ID、DAQ 的条数和大小等。

3) 实现 FLASH ROM 驱动。FLASH ROM 上数据的擦写必须通过特定的指令才能实现, 其指令表可以从芯片的说明文档中得到。

(3) CANape 标定系统的功能

1) 测量数据的可视化。可以利用不同数字形式、条形图, 数字图形窗口来显示测量数据。CANape 中可以利用不同的显示页来方便地显示, 测试中可在不同的显示页中切换, 如图 8-59 所示。显示内容除了 ECU 的一些测量数据外, 也可以显示 CAN 总线的一些信号。

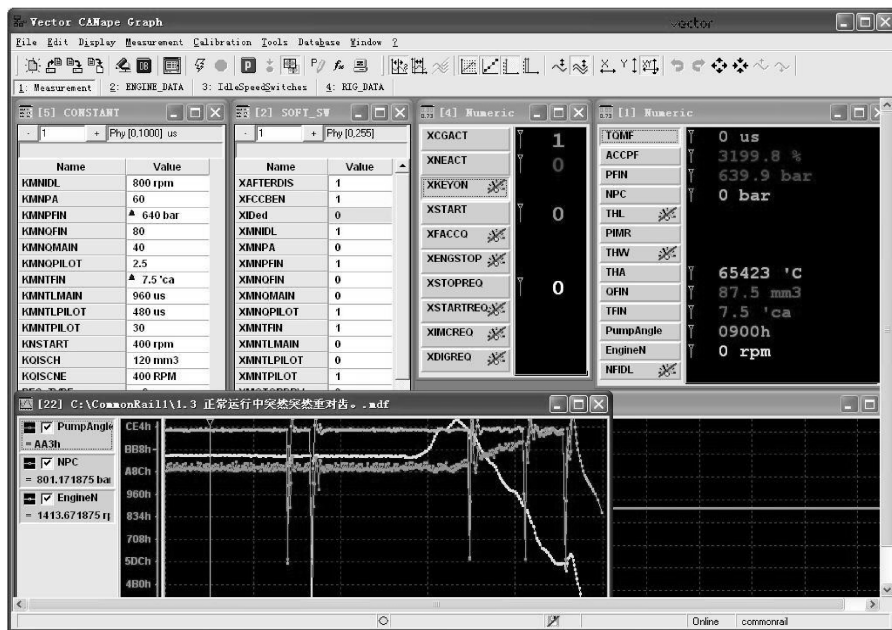


图 8-59 CANape 数据可视化界面

CANape Graph 的界面是用户所熟悉的 Windows 界面形式。在此过程中, 可根据用户需要自由缩放尺寸显示, 操作方式可以通过鼠标、键盘进行。

2) 数据管理。数据管理功能提供标定参数群的管理。参数群文件 (Parameter set files) 包括了在 ECU 数据库里定义的标定对象。

参数群文件能被 CANape Graph 装载到 ECU 的内存中。用户可以在没有 ECU 的离线情况下准备一个参数群文件。在线情况下, 任意一个子参数都能被下载到 ECU 中去。完整的参数群都被编制到控制器的 Flash ROM 中去。

数据管理还能为用户提供不同参数群比较的功能。

3) 触发和存储。测量数据可以存储在硬盘上而与其显示无关。储存是通过一个触发事件触发的。可以定义多重的独立触发条件。存储的数据格式可以为 MDF、ATF、MATLAB 和 ASCII 格式。测量时间的限制只是取决于硬盘空间的大小。存储的数据可以读出用来重现测量过程。

4) 参数标定。电控单元, 即控制器 (ECU) 参数可以用图表形式显示不同的特征数值、曲线和图, 也可以以二维形式显示特征曲线和用三维形式显示特征图。同时, 任何一个工作

点的数值都能在测量过程中显示,如图 8-60 所示。这些特征参数的调整可以在 ECU 运行的时候与测量同时进行。

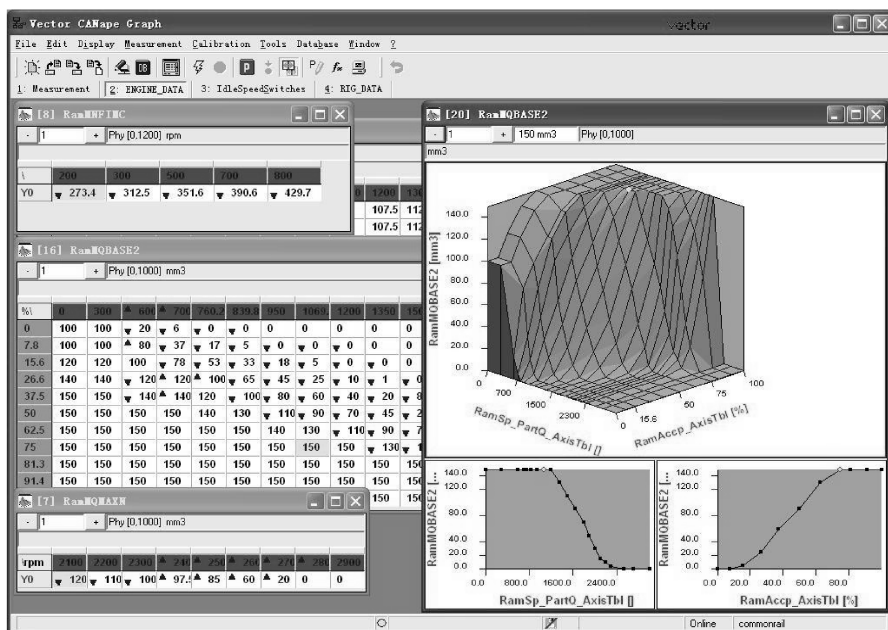


图 8-60 CANape 参数标定界面

将标定好的参数写入 Flash ROM 中有两种形式:参数群文件(Parameter set files)和十六进制文件(INTEL 或 MOTOLOLA)。

5) 离线评估。测量完成后,就能用测量过程中出现的窗口来进行评估了。图形窗口的信号借助图像工具,可以将标志、时间、数值以及不同测量点的差异显示出来。

此外,以前保存的数据系列也可以导入进行显示,以便进行数据的比较。

所有的结果能通过文件或打印的形式输出,或者能借助剪贴板为其他的程序所用。

6) 自动操作接口 ASAP3/CANape API。在 CANape Graph 里集成了一个自动操作的接口。通过 ASAP3 接口,使它能被其他高级的自动操作系统所用,从而能方便地实现自动测量的任务。这个接口的主要功能包括控制单元的参数读写和记录测量数据。

3. 自动标定

发动机标定软件具有从发动机传感器采集试验数据,经过技术处理后,再将其写入(或下载)到 ECU 中的功能,同时由于在标定试验中需要处理大量试验数据,发动机标定软件具有强大的数据库管理功能。由于现代发动机的功能越来越复杂,控制参数也由最初的十几个急剧上升到目前的上千个,这就导致了试验次数呈几何级数上升的趋势。因此,要求对每一个标定参数的所有工况都按排列组合进行试验,是不可能实现的。

自动标定系统是基于试验优化技术的标定软件,系统内部遵循 ASAM-GDI、ASAM-MCD 和 ASAM-ACI 等标准协议进行数据交换和共享。标定系统自带试验设计工具 DOE(Design Of Experiment),通过合理地挑选试验条件安排试验,并通过对试验数据的分析,找出总体最优的改进方案,从而能极大地加快了标定进程,缩短了开发时间。

自动标定系统包括台架控制和测试设备、发动机标定设备、自动测试系统和自动标定软



件。目前，常用的自动标定系统包括 SCHENCK 公司的 VEGA 和 AVL 公司的 CAMEO 软件，例如，图 8-61 所示为 SCHENCK 公司 VEGA 自动标定系统的组成。

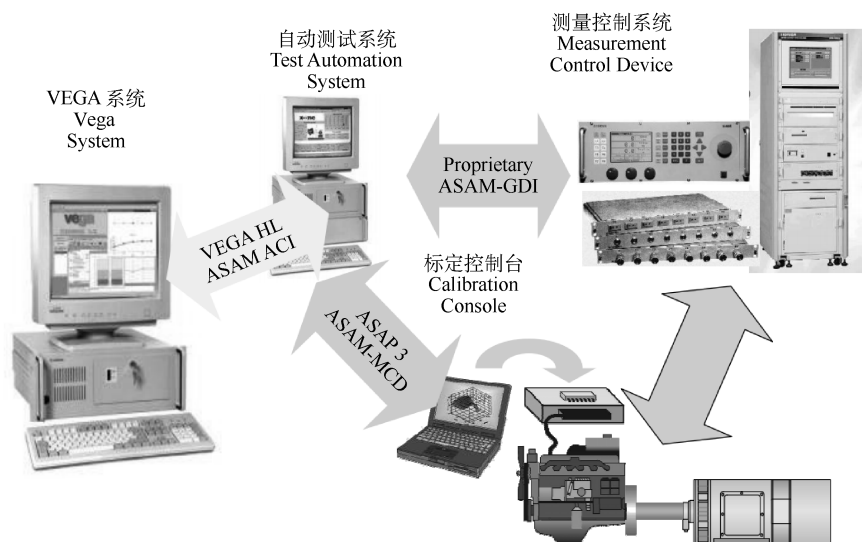


图 8-61 VEGA 自动标定系统组成

自动标定系统的工作原理大致如下：

- （1）根据发动机 ECU 待标定参数和发动机测试工况，利用 DOE 工具，设计测试方案。
- （2）测试时自动标定软件通过 ASAM-ACI 标准通信发送标定命令给自动测试系统，自动测试系统通过 ASAM-MCD 标准通信测量和修改发动机 ECU 中的控制参数和 MAP 图表。
- （3）自动测试系统通过 ASAM-GDI 标准通信测量和控制发动机台架设备，测量或改变发动机工况。
- （4）自动标定软件记录发动机各测试工况运行参数和 ECU 的控制参数。
- （5）在线或离线评估各个工况下的测量数据，选取最优控制参数组合。
- （6）对最优控制参数组合进行发动机台架试验验证，标定完毕。

第9章

燃料供给系统与柴油机的匹配

柴油机作为动力机械，它的性能包括动力性、经济性(燃油消耗率)、排放(气体排放、颗粒排放和烟度等)、振动与噪声、可靠性、耐久性、使用性以及安全性等指标。这些综合性能的优劣取决于柴油机气缸内的燃烧组织(柴油燃烧的及时、完善)和机械系统的摩擦与磨损(机械效率、结构与制造质量)两方面的因素，而燃烧组织的优劣取决于喷油、进气和燃烧室(结构、形状和尺寸)三者之间的合理匹配，其中，燃料供给系统的性能对柴油机的混合气形成和燃烧过程的组织起着决定性的作用。在第2章中已经提及，柴油机在燃烧过程中，柴油必须经过雾化、加热、蒸发与扩散等过程形成可燃油气混合气，然后着火、燃烧和放热推动活塞做功；与此同时燃烧形成了炭烟和有害废气成分等燃烧产物、产生燃烧压力振荡和燃烧噪声等。上述这些都与燃料供给系统性能及其与柴油机的匹配(在电控系统中也称之为标定)有着非常密切的关系。特别是目前对柴油机节能、低污染、低噪声和低振动等要求的不断严格，使得燃料供给系统成为柴油机近年来发展最快且变化最大的部件。反之，柴油机也由于燃料供给系统的发展，在技术水平方面得到了巨大进步。正因为燃料供给系统是柴油机的一个部件，而非独立的电子、机械液力系统，因此我们不仅要注重新产品的开发，还要研究它与整机在工作循环中的协调匹配。研究表明：燃料供给系统与柴油机的优化匹配对取得柴油机优良综合性能十分重要。

本章首先介绍燃料供给系统与柴油机匹配的基本要求、一般方法和注意要点，在此基础上，对其循环供油量、喷油时间特性(含喷油正时、喷油持续期、喷油规律和喷油压力等)和喷雾空间特性(喷雾特性及油束在燃烧室中的分布)与柴油机性能的量化关系进行分析论述。

9.1 燃料供给系统与柴油机匹配的要求及方法

现代柴油机在设计和改进过程中，为了获得良好的性能指标，满足日益严格的排放法规，首先必须对燃料供给系统进行选型或作改进设计。事实上，柴油机燃料供给系统的选型、参数的合理选择和优化以及燃料供给系统与柴油机的匹配试验已成为柴油机设计、改进和性能开发过程中的关键工作。在柴油机性能匹配工作中，燃料供给系统性能试验及其与柴油机匹配试验的工作量约占柴油机全部匹配工作量的60%，因此这项工作的基础理论与技术无论对于从事柴油机产品开发和性能研究的技术人员还是对专门从事燃料供给系统的研究、开发和匹配的技术人员来说都是非常重要的。掌握科学的匹配技术与方法可以大大缩短柴油机的开发周期，节省大量的财力和物力并能提高柴油机的综合性能。

9.1.1 系统匹配的目标与要求

对现代柴油机一般要求有：

(1) 结构与布置紧凑、重量轻、动力性好。移动式机械配套动力要求扭矩储备大、低速扭矩大、扭矩特性曲线形状理想，加速性好；固定式动力要有一定的功率储备。

(2) 热效率高、经济性好(燃油消耗率低)。对固定式动力不仅要求标定工况的燃油消耗率要低，还要考核部分负荷的燃油经济性，对移动式动力除了要考核全负荷速度特性的最低燃油消耗率外，还要求柴油机常用工况经济性好，以达到在实际使用中省油的目标。

(3) 有害排放物低。包括气体排放物 NO_x 、HC、CO 和颗粒排放 PM、柴油机稳态烟度和瞬态加减速烟度等指标，其值必须按柴油机用途满足相关排放标准或法规的要求。

(4) 振动和噪声低，配套机械的舒适性好。

(5) 可靠性和耐久性好。

此外，还有环境适应性好，工作安全稳定、操作使用维修方便，综合成本低，等等。上述要求每一项都与柴油机燃料供给系统的性能有关，有些要求之间有时还存在着矛盾，因此燃料供给系统与柴油机匹配的目标就是使批量生产的柴油机在满足国家或地区的环保、安全法规或标准限值要求的前提下，能根据柴油机的用途满足使用性能要求，为其提供最经济实用的燃料供给与调节系统的技术方案。

为此，对柴油机燃料供给系统的性能提出了以下几点要求：

(1) 具备足够的工作能力。包括与柴油机配对的缸数、满足单缸功率需要的循环喷油量、最高工作转速及最高喷射压力等。

(2) 能够精确计量和控制循环喷油量，以满足柴油机全负荷扭矩特性对循环喷油量的要求，有足够的起动油量，通过匹配来降低柴油机的稳态烟度和瞬态烟度，燃料供给系统的最小稳定喷油量要小于柴油机的最低怠速喷油量，控制喷油量的循环波动和多缸柴油机各缸喷油量差异，改变循环喷油量的机构需控制灵活，操作方便，工作安全可靠。

(3) 喷油时刻要准确、稳定且可根据负荷、转速灵活调整，要有合适的喷油持续时间，有较高的喷油压力和足够的喷油速率，以充分利用喷射能量来促进混合气形成与燃烧，降低燃油消耗率，减少碳烟形成；最好能够控制喷油规律的形状(例如喷油规律应为“先缓后急”的靴形，即初始的喷油速率要低)，必要时实现多段喷射(预喷射、后喷射或多次喷射)，以控制燃烧速率和压力升高率，从而控制 NO_x 和燃烧噪声，并能通过快速断油以减少颗粒和 HC 排放，无异常喷射。

(4) 喷雾特性要好，油束贯穿度、喷雾锥角、喷雾粒径及其分布要适当，喷雾油束要与燃烧室形状和燃烧室中的空气运动相匹配。

(5) 车用柴油机为适应动态排放和性能要求，燃料供给系统瞬态响应性能要好，对排放要求严格、带后处理的柴油机，燃料供给系统的性能应能满足排气再循环(EGR)及后处理的要求。

(6) 结构紧凑，成本低，在柴油机上的安装、布置方便。应当指出，燃料供给系统价格及其在柴油机上的布置(影响气缸盖和传动系统的设计等)对整机的成本也有很大影响。

(7) 安全性、可靠性、寿命和维修性能等应满足使用要求。



9.1.2 系统匹配的技术步骤

燃料供给系统与柴油机整机匹配的目的实际上就是为了使得燃料供给系统与柴油机进气系统和燃烧室进行合理匹配,使燃烧过程组织更为有效合理。然而,由于柴油机的具体用途、工况(转速、负荷)、使用环境及增压度等情况不同,对燃料供给系统的要求和匹配参数也各不相同,因而并不存在万能通用的技术实施方案。在匹配过程中还经常会发现,许多工况下各种要求之间常常是矛盾的,如提高喷射压力可以降低燃油消耗率、烟度和颗粒排放,但会使 NO_x 排放、噪声等增加;推迟喷油时间可以减少 NO_x 排放和噪声,但会使燃油消耗率、烟度、颗粒排放和排温增加并可能导致起动性能恶化。在喷孔直径和喷油正时不变情况下,提高供油速率可以降低颗粒排放,但会使 NO_x 排放增加;增加喷孔数量可以改善低速时的柴油机性能,但可能会使高速工况时的性能变差等。因此,为了获得理想的柴油机性能,单一改变燃料供给系统的某些参数,尽管可能会使柴油机某项性能改善,但同时也可能会引起另一些性能变差。这就需要匹配工作者对柴油机性能有较全面的理解,在方案设计时要考虑多因素的影响,通过多种方案的对比、折中、取舍,才能对燃料供给系统各参数作出合理的选择。有时还需要同时改变柴油机燃烧室、气体流动、换气过程及增压系统等多项参数,使它们相互之间以最佳组合来优化柴油机综合性能。此外,燃料供给系统虽是柴油机最主要的部件,但其匹配工作是一个多方面的综合优化过程,当燃料供给系统改变难以优化柴油机的某些性能时,就必须对柴油机的具体情况进行综合分析,找出柴油机性能不足的根源,通过对柴油机本身设计的改进来达到预期指标,这也应该作为匹配工作内容之一。总之,燃料供给系统与柴油机匹配是一项影响因素复杂且难度较大的技术工作。柴油机燃料供给系统匹配技术的研究就是为了有效、快捷地完成对其参数的合理选择、大幅度减少试制方案和配试工作量,优化匹配效果,缩短研发周期,降低制造成本。

在进行柴油机燃料供给系统的匹配时,必须首先了解匹配工作的目的,明确要匹配的柴油机是全新设计,还是改进设计机型,确定匹配的目标,搞清需要解决的关键问题。例如,是要优化常规性能(如降低燃油消耗率和排气温度、提高功率、扭矩及转速等),还是解决排放、噪声振动达标或是改善可靠性问题。此外,还要对柴油机要达到的性能指标的水平作出评价,以便估计匹配工作的工作量和难易程度。

柴油机燃料供给系统的匹配工作一般遵循以下步骤和要求:

(1) 由柴油机制造厂(需方)或用户提出产品的用途、功能、种类、使用环境和工况要求,需要进行匹配柴油机的基本性能参数和安装布置要求,提供配套意向书。

(2) 燃料供给系统制造厂(供方)根据柴油机配套意向书的要求,对柴油机结构、动力性、经济性、可靠性及安全性、排放和噪声法规或标准限值以及使用性能要求等方面进行综合分析,对燃料供给系统进行基本选型,确定燃料供给系统的初步方案(种类、结构形式等)。例如,是机械式燃料供给系统还是电控系统;在机械系统中是柱塞式喷油泵还是转子式分配泵;喷油器是P系列还是S系列,它们采用何种安装结构形式;电控系统又是采用何种类型等。

(3) 根据匹配柴油机要达到的性能指标的水平,运用经验估算或初步计算分析方法初步确定燃料供给系统的型号及主要参数的范围,在有条件的情况下还可进行喷油过程(液力特性)的模拟计算以及柴油机工作过程(性能和排放)的模拟计算,就燃料供给系统各种参数

对柴油机工作过程的影响作出分析及评价,以便更好、更精确地确定匹配参数的取值范围。

(4) 供需双方充分协商,签订燃料供给系统试制技术协议或配套合同,作为双方供货和验收的依据。

(5) 燃料供给系统制造厂根据试制技术协议,进行系统总体布置、方案设计和试制。对于重大性能改进或结构变化,需要进行性能和可靠性研发试验,并需要对设计、改进方案进行评审以确定总体方案,提供方案图,再根据总体方案开展样品的结构设计及试制工作,对于试制样品的零部件必须进行严格的检测,达到图样要求后才能组装试验。

(6) 对试制的样品进行性能和可靠性台架试验。一方面在喷油泵试验台上进行调试,检查循环供油量,考核基本功能是否满足要求,然后测量系统的喷油时间特性(喷油压力、针阀升程、喷油规律、喷油持续期)和喷雾性能等,调整和优选匹配方案;另一方面还要进行可靠性试验,其结果应达到技术协议的要求并符合有关技术标准规定。

(7) 进行燃料供给系统样品与柴油机的匹配试验,将在喷油泵试验台上取得的优选方案,提供给柴油机厂进行配试,确定柴油机匹配方案。若匹配试验结果达到目标,则继续使用匹配方案按用户要求(例如出口产品是否要执行的国际标准或相关国家标准)或是国家、行业的相关标准的要求进行定型试验和典型用户使用试验。

若匹配试验结果不能达到目标,则需根据试验结果和匹配过程分析燃料供给系统和柴油机各自存在的问题,并提出改进方案,燃料供给系统制造厂按上述(3)~(6)步骤重复试制样品,再协同柴油机厂进行匹配试验,直到达到匹配目标为止。

(8) 柴油机厂将配套、定型试验和典型用户使用试验的结果及出现的问题反馈给燃料供给系统制造厂方,后者再根据反馈的问题进行改进,并载入图样技术文件中。

(9) 对改进后的燃料供给系统再进行配试,以确认匹配方案,再经小批生产验证后,投入批量生产,正式开始供货。

9.1.3 系统匹配的一般方法

为了提高工作的技术水平,柴油机燃料供给系统的匹配一般依据的开发流程和方法如下。

1. 燃料供给系统的选型

从事柴油机产品研发的人员根据所开发柴油机的用途、市场定位及环保法规基本要求,依据国内外相关生产企业现生产的产品性能(配机单缸功率、最大循环喷油量、最高允许的工作转速和最大喷射压力等)选择合适的燃料供给系统的种类、结构形式及生产企业。此后尚需企业与生产技术人员确认系统的选型,并确定相关的产品型号。

2. 燃料供给系统主要参数的确定

在燃料供给与调节系统的形式和型号确定后,需要对其具体匹配的主要参数作出设计计算,确定匹配方案。现以传统的柱塞式喷油泵燃料供给系统为例加以说明。

设计计算分为主要参数的估算、燃料供给系统模拟计算和柴油机工作过程模拟计算三部分。主要参数的估算在国内众多企业都已开展,一般分为设计计算法和经验图表估算法两种。经验图表估算法是根据企业多年进行匹配工作所积累的数据以及收集的国内外数据图表,在设计时进行类比查找以确定技术方案;设计计算法是按基本计算公式和经验系数估算以确定技术方案。现用设计计算法加以说明。

(1) 喷油泵参数的选择



1) 柱塞直径 d_p 和有效供油行程 h_e 。喷油泵的柱塞直径 d_p 和有效供油行程 h_e 参数的选择, 见 5.3.1 节, 此处不再重复。

2) 凸轮最大升程、供油持续期和供油预行程确定。根据柱塞直径 d_p 校验所选喷油泵是否合适, 选定喷油泵后, 可为其配用几种凸轮轴, 每种凸轮轴的凸轮型线亦可不同, 即最大供油速率并不相同, 根据柴油机燃烧室形式和增压度选择一种凸轮型线, 由此确定最大升程 $h_{\max}$ (见式 5-8), 有关凸轮形式的介绍与分析见 5.3.3 节, 此处不再重复。

前已说明, 当循环供油量一定, 在凸轮型线及柱塞有效行程 h_e 确定后, 柱塞预行程大小就决定了供油持续期的长短和平均供油速率的大小。预行程 h_{ps} 增大, 平均供油速率随之增大, 供油持续期缩短, 从而可提高喷油压力和喷油速率。视喷油泵型号不同, 预行程大小可通过调节喷油泵挺柱总成高度或在柱塞套凸缘下加装垫片的方法予以调整。

一般凸轮最大升程 $h_{\max}$ 与柱塞直径 d_p 之比在 0.95 ~ 1.2 之间, 目前趋势是尽可能采用大的凸轮升程。

(2) 喷油器参数的选择 喷油器的主要结构参数有喷油器喷孔面积、孔径和喷孔数等; 喷油器调整参数有针阀开启压力等。关于这些参数的选择见 6.1.3 和 6.3 节, 此处亦不再重复。

上述参数确定后, 即基本上选定了燃料供给系统的型号, 其他参数如喷孔夹角、喷油嘴压力室容积、高压油管结构参数等的确定就较为简单了, 一般采用经验类比法即可。最后还需根据柴油机性能和用途方面的特定要求(如起动提前、调速控制要求), 对燃料供给与调节系统进行某些专项设计与调整。

3. 燃料供给系统性能的模拟计算

燃料供给系统性能的模拟计算是根据上述初步计算后求得的参数, 用自主开发的燃料供给系统喷油过程的计算程序或某些商用软件(如 AVL 公司的 Hydsim 或 Ricardo 公司的 Finject 程序)进行模拟计算研究, 得出喷油特性(喷射压力、喷油规律、喷油时间和针阀升程等参数)计算结果, 并进行变参数的分析、对比, 以优化所选取的系统的参数。有关燃料供给系统液力过程计算的基本理论和方法见 3.4 节。

另外, 还可以进行柴油机燃烧过程模拟计算, 即在燃料供给系统模拟计算的基础上, 利用柴油机工作过程模拟计算软件(如 Boost、GT-Power、Wave 等软件)就燃料供给系统参数对柴油机工作过程的性能影响进行仿真分析, 根据对柴油机性能、排放等的指标要求, 选取较优的方案。

模拟计算可以优化方案, 减少样品试制和试验的工作量, 但也要求相关的工程技术人员具有比较全面的专业知识与实践经验, 只有这样才能在建模和经验数据上作出正确的选择, 不致产生不合理乃至误导匹配工作的结果。

4. 燃料供给系统在喷油泵试验台和喷油器试验台上的调整与试验

(1) 燃料供给系统样品调试 试制的样品零件经检验合格并装配完成后, 需在喷油泵试验台上进行调试, 测定喷油泵总成的速度特性、调速器起作用点转速、高速停油转速(与柴油机调速率有关)等。对出油阀开启压力、供油预行程、多缸供油间隔角、各缸供油均匀性等进行检查。还要在喷油器试验装置上, 对喷油器开启压力、喷雾角度、雾化质量进行检查, 若条件允许还需对喷油器流量值进行测量并加以分组。

需要特别说明的是, 在喷油泵试验台试验时采用的是试验台上的标准喷油器和标准高压油管, 其结构和尺寸与实际产品不同, 因此测得的循环喷油量等数值与实际柴油机的情况并不完全一致, 其差异应由燃料供给系统制造厂通过计量油量传递试验, 负责给予修正和补偿。

(2) 喷油(时间)特性试验 在有试验条件的情况下,应对调试后的燃料供给系统样品进行喷油特性试验,根据柴油机不同工况(循环喷油量和转速),测量喷射压力、针阀升程、喷油规律,由试验结果判断喷油持续期、喷油滞后期等是否满足柴油机的要求,以便匹配方案的综合优化。对于电控燃料供给系统,不仅要对其机械液力系统进行试验,还要对电子控制系统进行调试。

5. 燃料供给系统与柴油机在试验台上的实机匹配试验

在发动机试验台上进行实机试验,是对燃料供给系统与柴油机匹配方案好坏的最直接评价。试验用柴油机应运转正常,需经 20~30h 的磨合,以保证柴油机运行后性能稳定和试验结果可靠,以便进行比较。

试验中一般先进行喷油(供油)提前角调整试验,再进行喷油器的参数,如开启压力、喷孔直径、喷孔数及油嘴伸出高度等的匹配试验,此后再对供油端参数,如机械式喷油泵的预行程、柱塞直径及凸轮轴等进行调整试验。待总体方案参数确定后,有时还要对喷油器的参数进行微调。

试验时一般先进行功率、扭矩特性、燃油消耗率、烟度是否达标的考核,然后进行工作稳定性、调速率及机油消耗率等性能试验。一般在动力性、经济性和烟度合格后,再进行有害排放物、噪声振动及冷起动的测量考核。值得注意的是,试验时要进行柴油机多个工况的性能测量与考核,特别是对标准或法规中有考核工况的性能进行测量,为了降低排放和噪声振动,应特别注意对部分负荷工况下燃料供给系统的调整。一般试验应包括标定转速、最大扭矩转速、最低工作稳定转速的负荷特性试验和全负荷速度特性试验,这样可使柴油机在全工作面上有代表性工况均得到考核。

在试验过程中,若试验仪器条件具备,在测量柴油机性能的同时,最好进行喷油压力、气缸压力(示功图)和针阀升程的测量,以便将这些测量结果与柴油机性能结合在一起分析,找出匹配参数调整方向,优化方案,以减少试验次数。

当柴油机性能都达到要求后,则可进行柴油机全性能试验(也有称定型试验),然后再装配 3~5 台样机,分别进行可靠性、耐久性及用户使用考核,有时还需进行某些专项性能试验考核。

9.2 柴油机燃料供给系统循环喷油量的匹配

燃料供给系统与柴油机匹配过程中,首先需确定柴油机在各个运行工况下的循环喷油量,它是柴油机正常工作的基础。柴油机工作区域是一个由转速与负荷形成的面工况,对每个工况点,特别是面工况的边界工况点,喷油量的确定对柴油机性能影响很大。此外,瞬变工况的油量超调也是柴油机在瞬态工况下噪声、烟度及排放物变差的主要原因。因此在匹配过程中,喷油量确定的油量计量传递是生产燃料供给系统和柴油机的企业需要反复进行的工作。应当指出的是,喷油量确定不仅对传统的机械控制燃料供给系统,而且对于电控燃料供给系统均是标定工作的重要内容。

9.2.1 循环喷油量的确定

图 9-1a 是根据柴油机工作要求所需的喷油泵总成的每循环喷油量 V_b 与喷油泵转速 n_p 的关系曲线,图 9-1b 是相对应的机械式喷油泵齿杆位移 S 与喷油泵转速的关系曲线。图中 A、



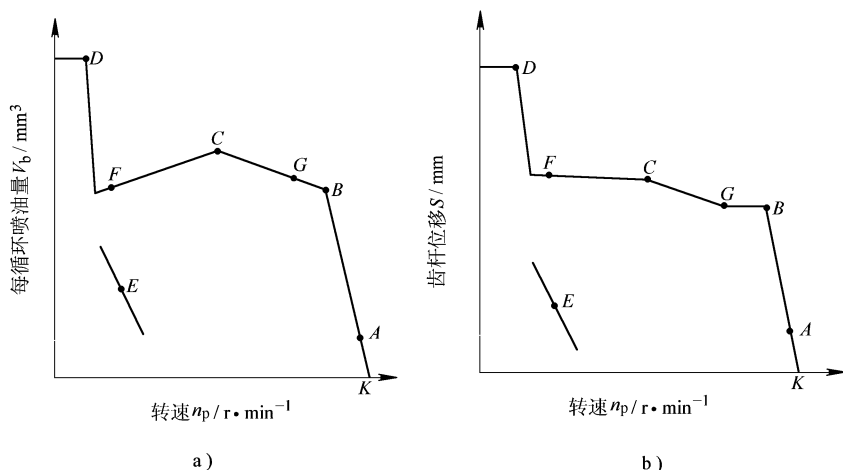


图 9-1 喷油泵总成的每循环喷油量、齿杆位移与转速的关系

B 、 C 、 D 、 E 、 F 、 G 点为曲线上的特征点：其中， A 为柴油机最高空载转速对应点； B 为柴油机标定工况对应点； C 为柴油机最大扭矩对应点（也称之喷油量校正结束点）； D 为起动工况油量对应点； E 为怠速工况对应点； F 为柴油机最低工作稳定转速点， G 为扭矩校正（正校正）的起始点。这些工况点构成了柴油机工作区域面工况边界上的特征点。它们的循环喷油量对柴油机的性能与工作质量有着决定性的影响。

1. 全负荷速度特性上各工况点循环喷油量的确定

对采用机械式喷油泵总成配套的柴油机而言，全负荷速度特性试验时是将调速手柄固定在与高速螺钉相接触的位置，柴油机按全负荷运行，调节测功机的负荷量，使转速从标定转速变化到最低工作稳定转速，期间测量若干工况点的性能，因此，当标定工况喷油量确定后，其他工况点的喷油量完全由喷油泵和调速器的参数匹配所决定。现对喷油泵总成的参数匹配与速度特性的关系分析如下：柴油机全负荷速度特性主要是图 9-1a 中 B 、 C 、 F 点的每循环喷油量变化， B 点的喷油量可由标定功率和该工况点的燃油消耗率按式(5-2)计算得出， C 点的喷油量则应按最大扭矩点的扭矩 T_{tqmax} （或最大平均有效压力 p_{emax} ）和该工况下燃油消耗率(b_{emax})按式(9-1)求得， F 点的喷油量则由 C 点的喷油量及喷油泵速度特性决定。即

$$V_{bmax} = \frac{\pi b_{emax} T_{tqmax} \tau}{3600 \rho_f i} = \frac{b_{emax} p_{emax} V_h}{3.6 \rho_f} \quad (9-1)$$

式中 V_{bmax} ——最大扭矩点的每循环喷油量(mm^3)；

b_{emax} ——最大扭矩点的燃油消耗率 [$\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$]；

T_{tqmax} 和 p_{emax} ——最大扭矩($\text{N} \cdot \text{m}$)和该工况下的平均有效压力(MPa)；

V_h ——单缸工作容积(L)；

i ——柴油机气缸数；

ρ_f ——燃油密度(g/cm^3)；

τ ——柴油机的冲程数。

应当说明的是，注意式(9-1)系由式(5-2)演变而来。

当喷油泵油量控制机构（齿杆或拉杆）位置一定时，燃料供给系统每循环喷油量随转速的变化特性称为喷油泵速度特性。图 9-2 中曲线 P 是实测结果，其循环喷油量随转速提高而增加，这是

由于柱塞套进回油孔节流和柱塞偶件间泄漏综合作用的结果。影响喷油泵速度特性曲线走向的因素主要是出油阀结构、柱塞直径与进回油孔直径的比值,进回油孔的个数、喷油嘴结构形式和喷油压力大小等。

上述喷油泵的速度特性与移动式工作机械(如车辆)配套的柴油机要求的全负荷速度特性走向并不一致,特别是在低速工况时,由于循环供油量少,柴油机扭矩值小,气缸内的空气得不到充分利用。此外,呈上升趋势

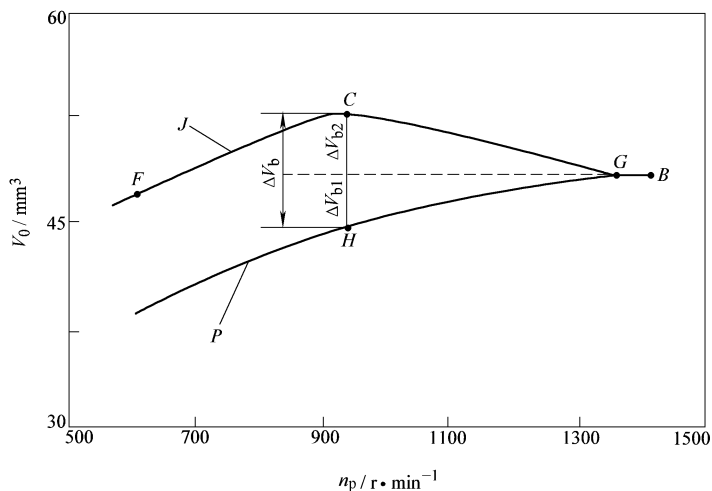


图 9-2 喷油泵速度特性的校正

且较陡的喷油泵速度特性在低怠速段容易引起怠速工作不稳定。为此就需对喷油泵速度特性进行校正。前已说明,校正的方法有液力校正和机械校正两种。液力校正通过改变喷油泵的结构参数,使喷油泵速度特性曲线变得平坦一些,最常用的方法是改变出油阀结构。经验表明:出油阀校正一般用在改善高压喷射系统的低怠速性能和高速柴油机($n \geq 3000 \text{r/min}$)全负荷速度特性的校正上。应当指出的是,改变上述多种影响喷油泵速度特性走向的因素,虽能对喷油泵的速度特性起一定的校正作用,但必须注意它们之间的合理匹配,因为有些影响因素是相互矛盾的。机械校正系通过调速器进行,即用调速器校正机构中相应弹簧和杠杆,拉动喷油泵齿杆做附加位移(校正行程)来实现的,有关各种机械式调速器的工作原理和校正功能,在第 7 章中已有介绍。

图 9-2 是以机械校正为例说明喷油泵速度特性的校正原理:曲线 P 无校正作用,曲线 J 是校正后的喷油特性,即喷油泵总成速度特性。由图可见,在 GC 油量校正段,调速器校正机构使喷油泵齿杆移动了一个校正行程 ΔS (图中未表示),校正后喷油量(见图 9-2 中的 C 点)比未校正前增加了 ΔV_b ,而 ΔV_b 由两部分组成:一部分是柴油机标定工况点 B 的喷油量与未校正的喷油泵速度特性上对应校正终点 H 的喷油量差值 ΔV_{b1} ,它是由燃料供给系统本身参数决定的;另一部分是校正点 C 点所需喷油量与标定工况点 B 的喷油量的差值 ΔV_{b2} ,它是由按柴油机在校正点 C 的扭矩、转速和燃油消耗率计算得出的循环喷油量 $V_{b\max}$ (见式(9-1)),以及按标定工况计算的循环喷油量 V_b (见式(5-2))的差值,与柴油机所要求的性能有关。

由喷油量增量 ΔV_b 可算出有效供油行程的增量,再根据结构参数算出校正行程 ΔS ,图 9-2 曲线 J 上 C 点(校正终点)以后的走向应与曲线 P 的走向基本平行。对机械式校正机构, G 点(校正起点)的位置取决于校正弹簧的预紧力,预紧力越大, G 点的位置离 B 点(标定点)越远, C 点位置在 ΔS 和预紧力决定后,取决于校正弹簧刚度,三个校正参数中的任何一个偏离正确值,就会使喷油泵总成速度特性变化,从而改变柴油机的速度特性走向,不过在诸参数中以校正行程 ΔS 最为关键。

计算校正喷油量增量 ΔV_b 时,还需说明的是扭矩储备系数 ϕ_{tg} 与校正点 C 的喷油量关系:与标定点喷油量比较, C 点的喷油量大小与扭矩储备系数以及标定点与最大扭矩点两工况点之间的燃油消耗率的差值 Δb_e 有关,将油量储备系数 $\phi_{\Delta V}$ 定义为最大扭矩点喷油量比标定工

况喷油量增加的百分率,则三者的关系可用如图 9-3 所示的某柴油机的计算实例来说明。由图可见,油量储备与扭矩储备虽然相关,但并不等同,当柴油机标定转速较高,上述两工况点燃油消耗率的差值 Δb_e 较大时,最大扭矩点的循环喷油量甚至可能会小于标定点的循环喷油量值(因为柴油机发出的扭矩不仅与循环喷油量,而且还与充量系数和机械效率等因素有关)。

合理的喷油泵总成速度特性曲线是柴油机全负荷速度特性的基础,但优化柴油机速度特性还必须要有合适的柴油机充量系数特性来配合。为使柴油机各工况点有合理的混合气浓度,一般来说最低工作转速工况点的过量空气系数 ϕ_a 要大于最大扭矩点的才合理,因为最低工作转速点的气体流动、喷油压力和燃烧情况是速度特性上最差的,过量空气系数偏小,柴油机的烟度必定会变大,这是柴油机低速烟度大的根源所在。这也就是说,在匹配过程中若发现柴油机扭矩储备偏小、低速烟度偏大或中低速燃油消耗率过高时,应查找柴油机自身是否存在不足,以便提出改进的方向。

此外也可以采用负校正的机构使低速时的喷油量降低,使扭矩减小,烟度降低。有关调速器负校正和增压器补偿的方案亦可参见第 7 章调速器中的相关内容。

对装用电子调速器的喷油泵,速度特性上的喷油量可通过对齿杆位置标定给出,各点可独立设置。工作时 ECU 可以根据由齿杆位移传感器反馈的信号进行修正,从而可方便地得出所需的喷油泵总成速度特性。对时间控制式电控系统,可通过电磁阀开启持续时间对速度特性进行修正,有关内容可参见第 8 章。

2. 调速特性上循环喷油量的确定

柴油机标定工况循环喷油量确定后,即可进一步确定调速特性上另一特征点 A(图 9-1)即最高空载转速时的循环喷油量。该工况点的柴油机指示功率等于自身消耗的机械损失功率,而机械损失功率正比于平均机械损失压力 p_m (MPa),后者可由下式求出,即

$$p_m = 0.0069A + 0.0483 \left(\frac{n}{1000} \right) + 0.0401 \left(\frac{Sn}{3000} \right)^2 \quad (9-2)$$

式中, $A = \begin{cases} \varepsilon - 4 & \text{直喷式柴油机} \\ \varepsilon & \text{分隔式燃烧室柴油机} \end{cases}$; ε 为压缩比; S 为活塞行程(dm); n 为柴油机

转速(r/min)。

式(9-2)是根据大量试验资料得出的经验公式,它表明平均机械损失压力 p_m 除了与柴油机燃烧室型式(右边第 1 项)有关以外,主要受柴油机转速(右边第 2 项)和活塞平均速度(右边第 3 项)影响。实际上,这个公式不仅适用于最高空载转速工况,也适应于标定工况与其

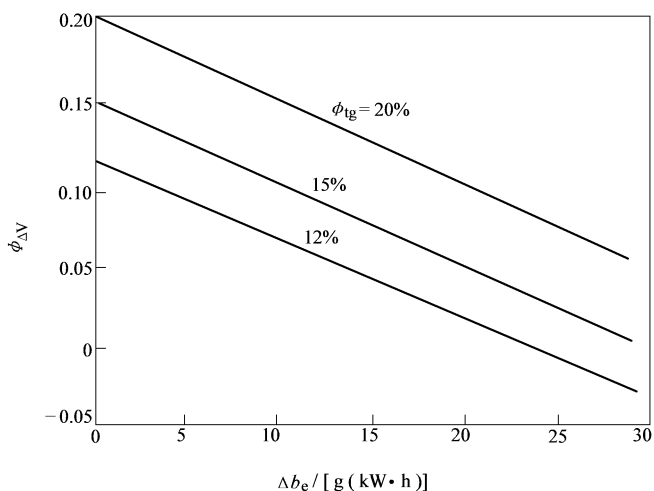


图 9-3 柴油机扭矩储备系数 ϕ_{tg} 、油量储备系数 $\phi_{\Delta v}$ 与标定工况和最大扭矩工况点燃油消耗率差值 Δb_e 之间的关系(以一台缸径为 95mm 的 4 缸柴油机为例)

他转速工况。此外,柴油机工况改变后,其指示效率变化不大,若在计算时假定其值不随工况而变,这样就可以用标定工况点 B 的指示比油耗率 b_i 来代替最高空载转速点 A 的指示比油耗率,其值可以根据标定点的燃油消耗率 b_e 和平均有效压力 p_e 以及按式(9-2)计算所得的 p_m 和机械效率 $\eta_m = (p_e - p_m)/p_e$ 求得。有了 A 点的 b_i 以后,再根据式(9-2)求出最高空载转速点的 p_m ,最高空载转速要比标定点转速高 5%~12% (见 7.2.2 节有关调速器的调速率分析),故点 A 的 p_m 亦应比标定点的略高(作为初步估算亦可以认为近似相等),但最好在采用式(9-2)时,视柴油机用途不同,将转速按其稳态调速率增加一定的百分数。这样,有了点 A 处的 b_i 和 p_m 以后,即可按式(9-1)计算最高空载转速点 A 的循环喷油量,计算时,只要把式中的 $b_{e\max}$ 和 $p_{e\max}$ 用点 A 处的 b_i 和 p_m 来代替即可。当标定点 B 和最高空载转速点 A 的循环喷油量确定后,调速特性上任一工况点的喷油量均处在这两点之间,并由调速器性能决定。

在喷油泵试验台调试时, A 点调试较为麻烦,一般测得的是将 BA 线延伸与转速横轴的交点 K (见图 9-1),即喷油泵的停油转速(参见 7.3.1 节和图 7-18)。应当注意 A 、 K 两点的物理意义是不同的,在喷油泵试验台上考核喷油泵总成调速器起作用转速时,测得的是 K 点的停油转速 $n_{p\max}$,若以此转速(即图 7-18、图 7-26 和图 7-32 中标定点的调速特性斜线与横坐标轴的交点的转速,它比图上的 n_{10} 略高一些)作为依据,按式(7-6)得出的转速变化率比用实际柴油机最高空载转速同样按式(7-6)得出的稳态调速率要略大一点。因此转速变化率合格,柴油机调速器的稳态调速率也肯定是合格的。

3. 低速工况循环喷油量的确定

柴油机低速工况是指小于全负荷最低稳定工作转速的运行工况。最常见的是起动和怠速工况,还有柴油机加速运行时从怠速到沿全负荷低速段的瞬变工况。在这些工况下,首先要满足运行上的功能要求,其次要特别注意减少柴油机的烟度,这些问题均与各工况点的循环喷油量有关。

怠速工况每循环喷油量的确定的方法与柴油机最高空载转速工况基本相同,这时柴油机运转时所做的功完全用于克服摩擦阻力矩。

起动油量(指冷起动工况)一般为标定工况喷油量的 1.3~1.5 倍,起动转速一般也很低,这时喷油泵转速只有 150r/min 左右。由于喷油泵速度特性的固有走向,因此起动工况到标定工况之间的齿杆位移量 ΔS 也应包括两部分:一部分对应于起动油量比标定工况喷油量增加油量的齿杆位移 ΔS_1 ; 另一部分对应于喷油泵速度特性上起动转速时的喷油量与标定喷油量差值的齿杆位移 ΔS_2 , 即有 $\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2$ 。为此,需根据总齿杆位移量 ΔS 设计起动弹簧的刚度并在喷油泵总成调试时进行正确的调整以防止其他弹簧在此转速下工作,从而保证柴油机起动后超过起动转速后,循环喷油量迅速下降,以改善柴油机加速运行的烟度。

此外,我国车用柴油机要考核自由加速烟度,美国环境保护署(EPA)也对非道路用柴油机要求按给定的控制程序考核加减速时的全流烟度。能否满足这些要求主要与起动弹簧作用时到最低稳定工作转速这一时段低速全负荷工况时的柴油机循环喷油量有关,合理选取这一段转速范围内的循环喷油量可以在烟度达标上取得明显效果,这一点已被作者多次实机匹配所证明。例如曾对一台 3 缸柴油机按 EPA 非道路用柴油机排放法规进行加、减速时的全流烟度试验,发现原机的全流烟度超标 20% 以上,通过调整低速工况喷油量,使柴油机加、减速时的全流烟度大幅度减少,仅为法规限值的 30%~40%。

4. 电控柴油机喷油量的确定

在以上介绍的机械控制式燃料供给系统中, 标定工况喷油量确定以后, 其他工况点的循环喷油量只能依靠喷油泵调速器的机械调节机构自动生成, 其调节特性不可能很理想, 而且由于机件中的惯性、摩擦, 特别是大量弹簧(如调速弹簧、校正弹簧、怠速弹簧、起动弹簧等)可能存在制造上的偏差, 刚度难于一致, 这就导致各个产品的一致性和同一产品的重复性方面存在一定问题, 致使柴油机在综合性能方面产生较大差异。电控燃料供给系统则不存在上述问题, 它在各个工况下的循环喷油量可以通过事先的计算和试验确定并加以优化, 相关数据以表格或脉谱图形式存入电控单元(ECU), 运转中 ECU 还可以根据柴油机工况和外界环境条件(如各种温度、压力、流量等)以及与实际喷油量相关的反馈信息(如齿杆位移、针阀升程或排气氧浓度等), 对于喷油量进行修正, 从而能大大改善柴油机的综合性能, 减小瞬变工况(起动加速、减速)下的油量超调量, 而且能够实现对于多缸柴油机的分缸调节(参见第8章), 从而可以改善柴油机的动力和经济性并达到减少有害排放物和降低噪声的目的。

9.2.2 匹配工作中的油量计量传递

燃料供给系统循环喷油量测量通常是在喷油泵试验台上进行的, 为使油量数据传递准确并便于比较, 喷油泵试验台都配有标准喷油器和标准高压油管。前已说明, 喷油泵在柴油机工作时喷入气缸的循环喷油量与在试验台上实测的循环喷油量由于工作条件不同而存在差异。其原因有两方面: 其一是喷射背压不同, 在喷油泵试验台测试时的喷射背压为大气压力, 而燃油在柴油机气缸内的喷射背压是缸内充量的压缩压力; 其二是试验台用的标准喷油器、高压油管与柴油机喷油器、高压油管的结构和调整参数(如开启压力、喷油嘴流通面积、油管长度等)不同, 因此在匹配实验以及设计计算中, 只有弄清柴油机实际循环喷油量与喷油泵试验台测得的循环喷油量之间的差异和联系, 才能使匹配的结果正确无误。

试验表明: 在各种运转工况下, 随着背压的增加, 循环喷油量减少。背压在 3.5 ~ 6.0 MPa(柴油机运转时的喷射背压)时的循环喷油量比大气压力(0.1 MPa)时的循环喷油量减少 3% ~ 9%。转速较高时, 用轴针式喷油器, 不同背压下的喷油量差值偏大, 用孔式喷油器, 喷油量差值偏小。图 9-4 是在同一喷油泵上用不同的喷油器测得的循环喷油量结果, 由图可见, 轴针式喷油器的循环喷油量比标准喷油器的循环喷油量多 8% ~ 10%; 孔式喷油器与标准喷油器的循环喷油量的差值为 3% ~ 6%。此外, 孔式喷油器与轴针式喷油器的速度特性的走向也不同, 而两种轴针式喷油器(标准喷油器也是轴针式的)的速度特性走向是一

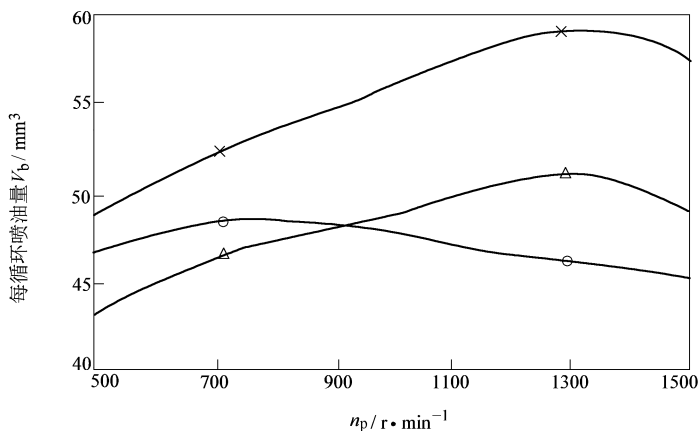


图 9-4 不同结构型式的喷油器对喷油泵速度特性的影响

×—× 装有 ZS4S1 喷油嘴的轴针式喷油器, 开启压力 13.7 MPa

△—△ 装有 ZS12S12 喷油嘴的标准喷油器, 开启压力 17.2 MPa

○—○ 装有 ZCK22S140 喷油嘴的孔式喷油器, 开启压力 19.6 MPa

此外, 孔式喷油器与轴针式喷油器的速度特性的走向也不同, 而两种轴针式喷油器(标准喷油器也是轴针式的)的速度特性走向是一

致的，油量的差异表明两种喷油器的喷油嘴流通面积区别较大。

综上所述，喷油泵试验台的测量结果与柴油机上的实际喷油量有差异是在所难免的，因此，在匹配时要将与柴油机配试后的样泵交由喷油泵生产企业带回，在计量室的喷油泵试验台上进行测量，并将所得到的数据与样泵一并保存，作为今后柴油机与喷油泵匹配的依据。这一工作还需在小批生产中加以验证，而喷油泵生产企业还要将计量室喷油泵试验台与生产车间试验台上的喷油量测试结果进行对比并进行修正，上述过程即为油量计量传递。

9.2.3 燃料供给系统在试验台上的喷油量调试

燃料供给系统在试验台上的喷油量调试是匹配工作中的重要一环，它包括喷油泵和喷油器调试两方面工作。

1. 喷油泵试验台上的油量调试

喷油泵试验台上的调试项目主要有：

(1) 出油阀开启压力测试，出油阀开启压力一般在 1.0 ~ 3.0MPa 之间，此值对喷油量的稳定性有一定的影响。

(2) 喷油泵供油预行程测试，预行程决定了喷油泵凸轮的工作段，也决定了供油始点和供油速率。

(3) 多缸喷油泵供油间隔角及供油顺序检查，对多缸柴油机必须保证各缸供油始点的一致性。

(4) 喷油泵在各种运行工况下各缸循环供油量测定。前已说明，由于喷油泵试验台的工作条件与实际柴油机不一样，因此在油泵试验台上通过标准油管、标准喷油器与量筒测得的每循环喷油量并不等于在实际柴油机上的喷油量，它们只是反映了喷油泵的循环供油量，故以下对在喷油泵试验台上测量的结果一律改称循环供油量。

循环供油量测定，一般是将喷油泵总成的调速器手柄分别置于全负荷位置和怠速位置，测定各种转速下的供油量，对其偏差的要求在国家、行业或企业标准及供货协议中都有规定，调试检查时应以此为依据，依次逐项进行。试验时至少要测试的工况点为：调速器手柄置全负荷位置时的起动转速、45% (车用柴油机) 或 55% (工程机械、拖拉机等移动动力) 标定转速、最大扭矩转速、标定转速、油泵停油转速以及怠速位置时的供油量。考核偏差的计算公式如下：

$$\gamma = \frac{\bar{Q} - Q_b}{Q_b} \times 100\% \quad (9-3)$$

式中， γ 为各缸平均供油量对标定值的偏差； $\bar{Q}$ 为各缸实测的平均循环供油量； Q_b 为标准或协议中规定的循环供油量。

标定点或最大扭矩点的 γ 一般不大于 $\pm 3\%$ ，当数值不符时，应通过喷油泵上相应的调整环节 (参见第 5 章) 来进行调整。

(5) 各缸循环供油量不均匀度测定，为保证多缸柴油机各缸供油的一致性，要控制各缸供油量偏差，一般要求全负荷工况点供油量不均匀度控制在 3%~6% 之间，怠速工况供油量不均匀度控制在 30% 左右。后者有如此大的偏差是机械系统自身特性造成的，原因是各缸柱塞直径、斜槽位置等尺寸差异，但对于采用时间控制的电控系统，则可以通过 ECU 中

的软件自动进行补偿。另外需要说明的是,通过调整虽然可使标定工况下各缸供油量基本上相等,但转到其他工况时则可能因有效行程、节流和泄漏条件不同等出现供油量差异,这一情况对怠速工况特别明显,因为这时供油量小,即使绝对供油量相差不多,反映出来供油量的不均匀度也会明显变大。这就是对怠速工况供油量不均匀度允差较高的原因,为此相关生产企业必须注意加强对制造质量的控制,尽可能保持各缸供油量的均匀性。

供油量不均匀度 δ 按下列公式计算:

$$\delta = \frac{2(Q_{\max} - Q_{\min})}{Q_{\max} + Q_{\min}} \times 100\% \quad (9-4)$$

式中, $Q_{\max}$ 为各缸中循环供油量最大数值; $Q_{\min}$ 为各缸中循环供油量最小数值。

应当说明的是,式(9-4)中的 $Q_{\max}$ 、 $Q_{\min}$ 和式(9-3)中的 $\bar{Q}$ 、 Q_b 均指一定循环次数(例如100次或200次)的平均供油量,不是单次循环供油量,实际上即使在稳定工况下,同一缸的前后相邻循环的单次供油量也会有所波动,对这方面问题需采用专门的测量仪器进行测量,不在一般喷油泵试验台的考核范围内。

(6) 机械式调速器及油量调节机构恢复性测试。

喷油泵循环供油量大小受到柱塞有效行程、出油阀几何减压容积和高压油路中液力过程的影响,有效行程变化可通过改变喷油泵齿杆或拉杆的位置来实现,它们的控制是由调速器决定的,为了保证柴油机工作的稳定性和安全性,需要检测调速器起作用转速和断油转速。

调速器起作用转速是以柴油机标定转速作为基准来确定的。对四冲程柴油机,起作用转速为1/2柴油机标定转速,对二冲程柴油机,起作用转速就是柴油机标定转速。调速器起作用时齿杆位移有明显变化,循环供油量开始减少,精确确定方法是借助齿杆行程表的读数来判断。调整起作用转速的方法是改变调速弹簧预紧力,即改变高低速限位螺钉位置。一般调速器起作用转速为正公差,即允许比标定值高20r/min,这样做可保证柴油机标定工况点有足够的功率,同时避免了在柴油机速度特性上有功率超调现象。起作用转速确定后,应检测喷油泵的停油转速,停油转速的大小取决于调速弹簧刚度和手紧力,它的大小与柴油机调速率有关,若结果与标定值不符时应调整或更换弹簧。

此外,对于采用机械式调速器的喷油泵总成,还要进行油量控制机构灵活性试验,以考核喷油泵油量控制机构和调速器的运动是否灵活,有无阻滞现象,这一点对于保证柴油机性能稳定性也是十分重要的,对不带调速器的喷油泵(如单体泵)只检测喷油泵齿杆或拉杆的阻力;对带调速器的喷油泵总成,则以标定工况下喷油泵供油量的恢复性偏差 β 来衡量。测试时,将喷油泵总成的调速器操纵手柄置于全负荷位置,使喷油泵转速从标定转速逐渐增加到停油转速,再逐渐降至标定转速,测定前后两次标定转速时的循环供油量,用下式计算偏差 β 值:

$$\beta = \frac{Q_a - Q_b}{Q_b} \times 100\% \quad (9-5)$$

式中, Q_b 为升速前基准缸的平均循环供油量; Q_a 为重新降到标定转速时基准缸的平均循环供油量,通常 $\beta \leq \pm 2.5\% \sim 4\%$ 。

2. 喷油器的喷油量试验

喷油器的质量对柴油机性能影响很大,在柴油机匹配过程中,更换喷油器可使柴油机性能出现较大变化,喷油器调试主要项目有喷油器开启压力、喷油雾化质量及喷孔流量测量。

对喷油器开启压力,一般给定的误差是1.0MPa,关键是要注意调压弹簧的初期弹力变

化,通常要在出厂前进行跑合试验,使开启压力在装机试验后稳定不变。

喷油嘴偶件的流量是柴油机匹配中保证动力性、经济性及排放性的关键。它与喷孔面积、喷孔的流量系数有关,目前柴油机为降低排放,除提高喷孔机械加工质量外,还要对喷孔实施液力研磨以降低喷孔进口处(指与小压力室的连通处)的圆角半径和喷孔内表面的粗糙度,改善流动情况,提高喷孔的流量系数,经液力研磨的喷孔流量系数已达 0.9,而普通机械加工的喷孔流量系数仅为 0.6~0.7。图 9-5 所示

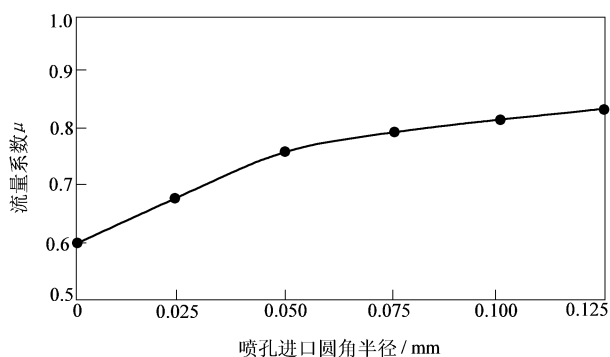


图 9-5 喷油器偶件喷孔流量系数随喷孔口圆角尺寸的变化

即为喷油嘴喷孔流量系数随喷孔圆角半径的变化关系的一个具体实例。由图可见,随着喷孔进口处圆角半径的增加,其流量系数变化可达 20%。这说明喷孔直径虽然相同,但由于加工方法与制造误差不同,其喷油流量差别很大。此外,液力研磨改善了同一喷油嘴各喷孔的流量误差,使单孔喷油量的偏差减少。因此,在对排放要求较严格的柴油机匹配时,所用喷油嘴偶件都要求采用液力研磨工艺,以提高喷油嘴偶件的流量值。国际上对喷油嘴偶件的流量值及用于同一台柴油机上的同一组喷油嘴偶件的流量偏差,都有明确的规定和要求,在加工过程中,对喷油嘴偶件流量的控制和检测均十分重视,出厂时也要按规定的标准进行检查和验收。因此,目前国外大公司的喷油嘴偶件流量系数分散度小,同组偶件流量均匀一致,控制偏差为 $\pm 5\%$,因而能保证柴油机性能的稳定。而我国国内生产的喷油嘴偶件流量在一致性方面偏差较大,流量试验还未在出厂试验中普遍采用。随着排放法规的不断严格,我国对喷油嘴偶件流量误差的控制也会越来越重视,只有这样才能与国际接轨并赶超国际先进水平。

喷油嘴喷孔的流量试验系在高压液力流量试验台上进行,它在供油压力为 10MPa 条件下稳定流动供油,测定喷油嘴喷孔的总流量,以此作为柴油机性能匹配的基本数据。通常,喷油嘴喷孔的流量值与气缸工作容积、全负荷工况时缸内平均有效压力(柴油机是否增压及中冷)、最高喷油压力等参数有关,按单位(每升)柴油机气缸工作容积计,此值应在 $14 \sim 21 \text{ cm}^3/\text{s}$ 范围内。

对于多缸柴油机,可通过流量试验对喷油嘴进行分组,以保证同一台柴油机各缸喷油量的一致性,从而达到改善柴油机经济性、排放、振动噪声及可靠性的目的。

9.3 柴油机燃料供给系统喷油时间特性的匹配

燃料供给系统喷油压力、针阀升程及喷油速率等随曲轴转角的变化关系通常称为喷油特性(亦称喷油过程)。由于柴油机燃烧时过量空气系数较大,从理论上说燃油的燃烧效率可以接近 100%,但实际上燃烧过程在时间与空间方面的进行是一个非常复杂的现象,并对表征热功转换效果的指示效率和有害排放的生长有很大影响(见 2.2.4 节),其中燃烧过程的时间特性,即放热规律对于柴油机各项性能指标的优化起着决定性的作用,前已指出,放热规律是与喷油规律,即喷油特性密切相关的。当然,喷油特性比喷油规律(见 3.2 节)包含

的内容更丰富,除了喷油速率随时间的变化即喷油规律外,还包括针阀升程、喷油压力、喷油始点和持续期等多种信息。严格地说,将喷油特性称为燃料供给系统的喷油时间特性更为确切。本节讨论喷油时间特性的变化对柴油机性能的影响,分析柴油机及其燃料供给系统在这方面的匹配方法。

传统机械控制式燃料供给系统在某一工况的喷油时间特性见图 3-11,它们包括泵端压力、嘴端压力、针阀升程和喷油规律等随曲轴转角变化关系等曲线,其中针阀升程上升点相对于上止点的曲轴转角为柴油机喷油提前角,泵端压力上升点与嘴端压力上升点之间有一个曲轴转角差(见图上的时间差 t_L),这是因为压力波在高压油管内传播需要一定的时间所致。针阀升起,喷油开始,故针阀升程与喷油规律有相同的起始点,若柴油机燃烧始点确定,则喷油开始到燃烧始点的曲轴转角称为滞燃期,或着火滞后期(见 2.2.4 节)。

针阀开启喷油到针阀关闭的曲轴转角称为喷油持续期。在针阀升程上升到针阀最大升程点的曲轴转角内,即针阀开启阶段由于针阀的流通面积小且在变化中,高压燃油流动节流损失大,喷油器压力室内压力较低,不利于燃油喷射雾化,因此这个阶段占喷油持续期的比例越小越好,它与柴油机转速与喷油器的运动质量(针阀、顶杆和调压弹簧)有关,为此在高速柴油机中希望尽量减少喷油器的运动质量,如采用低惯量喷油器和 P 型喷油嘴。

图 9-6 所示为电控泵-喷嘴燃料供给系统的喷油时间特性,由图可见,这时的喷油特性得到明显改善,即喷油压力高,针阀开启迅速,喷油规律曲线丰满,而且还有预喷射的功能。应当注意的是,在分析这类时间控制燃料供给系统的喷油特性时,喷油提前角仍以主喷射始点计算,预喷射的始点到主喷射始点的曲轴转角应根据具体匹配要求确定(见图 8-35,但应注意的是,图上标注的相关角度仅为参考值)。

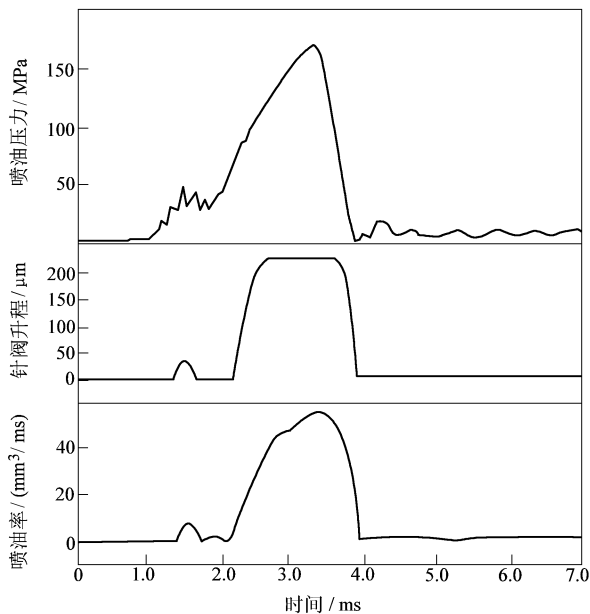


图 9-6 电控泵-喷嘴燃料供给系统的喷油时间特性

下面我们进一步对柴油机喷油时间特性的各项参数在柴油机匹配中的作用并对匹配时的注意点作一简要分析。

9.3.1 喷油提前角

为使柴油机获得较高的热效率(指示效率),要求燃烧在上止点附近完成,即喷油需在上止点前某一时刻开始,喷油过早或过迟都会对燃烧热效率产生不利影响;另一方面从降低 NO_x 排放、烟度及噪声要求来看,对燃烧始点的位置要求也各不相同,因此对柴油机某一工况喷油提前角的优化需兼顾其他工况来共同考虑,以达到综合性能优化的目的。喷油提前角动态测量需在喷油器上安装针阀升程传感器,测试比较麻烦,故对机械式燃料供给系统而言,常以对静态供油提前角的测量来代替喷油提前角测试,故在喷油泵的产品说明书上都标

注供油提前角。

至于供油提前角 $\Delta\varphi_{ps}$ ，通常可以在停车状态下用溢流法检查(以出油阀开启供油,即在紧帽口刚刚有油溢出作为供油开始)，它与喷油提前角 $\Delta\varphi_{js}$ 之间的差值即是喷油滞后角 $\Delta\varphi_{pj}$ (图 3-4)，三者的关系为 $\Delta\varphi_{ps} = \Delta\varphi_{js} + \Delta\varphi_{pj}$ ，具体数值由高压油管长度、柴油机转速等参数决定。油管越长、转速越高， $\Delta\varphi_{pj}$ 值也越大。因此，在柴油机上布置喷油泵时应尽量减小高压油管的长度，对多缸机而言，各缸高压油管长度还应一致。

喷油提前角大小对柴油机燃烧过程影响很大，由于柴油的燃烧需要一定物理和化学过程准备的时间，故一般在活塞到达上止点前就需要开始喷油。但如果喷油提前角过大，滞燃期内喷入气缸内的燃油过多，致使有较多的混合气着火后迅速燃烧，燃烧压力和燃烧温度急剧升高，导致 NO_x 增加，因此适度推迟喷油是降低 NO_x 最直接且有效的措施，随着喷油推迟，燃烧始点也随之延后，这就缩短了滞燃期，使急燃期内的燃烧反应速度变慢，从而降低初始放热率和最高燃烧温度，减少了 NO_x 排放量。但是，过度推迟喷油也会使缓燃期和后燃期的燃烧量增加，燃烧终了时间延迟，致使经济性恶化，排温增高，HC 排放和烟度增加，功率下降。图 9-7 所示即为柴油机 NO_x 和 HC 排放随喷油始点的变化规律。为了克服推迟喷油带来的不利因素，就必须提高喷射压力，在主喷射期内提高喷油速率，以缩短扩散燃烧时间。也就是说，对柴油机某一工况而言，并不存在一个对于动力性、经济性、排放指标(NO_x 、HC、碳烟等排放)和工作柔和性($dp/d\varphi$)均有利的最佳提前角，平时所说的“最佳喷油提前角”只不过是兼顾各方面要求的一个合理折中方案，而且它也是一个随转速与负荷而变化的复杂的立体曲面，而且只有在采用电子控制以后才有可能完全实现。前已说明，对于采用机械控制的传统直列泵而言，其供油提前角除了在静态下调整(改变挺柱体调节螺钉伸出高度、调整垫片厚度或转动泵体)外，还可以通过改变柱塞斜槽形状和加装提前器的方法来实现，其机构和工作原理可以参见第 5 章和第 7 章的相关内容。一般来说，负荷增加，喷油量增大，喷油持续期加长，供油提前角应增大，这样才能保证燃油在上止点附近及时燃烧；转速增大，供油提前角也应增大，这是因为喷油滞后角加大，为保证燃烧及时，供油应相应提前一些。此外，分隔式燃烧室与直喷式柴油机由于燃烧方式不同，供油提前角变化也不同，分隔式燃烧室所需的供油提前角较直喷式燃烧室要小，而且对转速和负荷变化敏感性不大。至于增压柴油机，则因缸内压缩温度和压力较高，滞燃期短，故供油提前角也应小一些。总之，为了改善排放性能(主要是降低 NO_x)和降低燃烧噪声(减小 $dp/d\varphi$)，应取较小的供油提前角，而为了改善热效率，降低燃油消耗率，则应取较大的供油提前角。

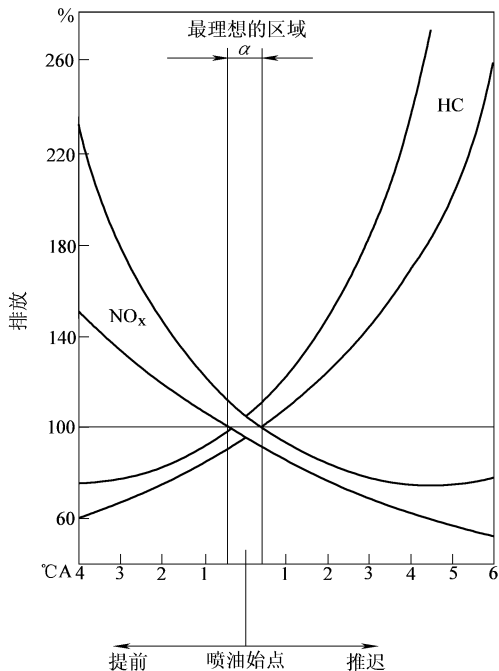


图 9-7 柴油机 NO_x 和 HC 排放性能随喷油始点的变化

在采用时间控制式的电控燃料供给系统中,可以直接控制喷油提前角,而且能通过标定实现优化控制。在标定过程中,通过对各工况的不同提前角试验,得出动力性、经济性、排放及噪声等性能综合优化的喷油提前角以脉谱图形式存入ECU,再以此作为依据进行控制。当然,也诚如前所述,这种优化的喷油提前角也只能对某一项或某些性能是最优,而对另一些性能则只能是兼顾考虑的。图9-8是针对一台采用共轨燃料供给系统柴油机某一工况的具体试验结果,由图可见,增大喷油提前角,燃油消耗率降低,CO、HC和燃烧噪声变化不大,但 NO_x 增加;减小喷油提前角, NO_x 、燃烧噪声改善,但燃油消耗率、CO、HC明显增大。因此,对某一确定的工况以哪一项性能为优化匹配的首选目标,需要考虑柴油机的用途、常用工况点的位置、产品的设计目标等综合因素后才能决定。还应当指出的是,电控燃料供给系统标定得出的喷油提前角脉谱图是针对燃料供给系统的初始性能确定的,当系统性能改变及柴油机设计改进后,对喷油提前角脉谱图应重新标定或作出适当的改变。

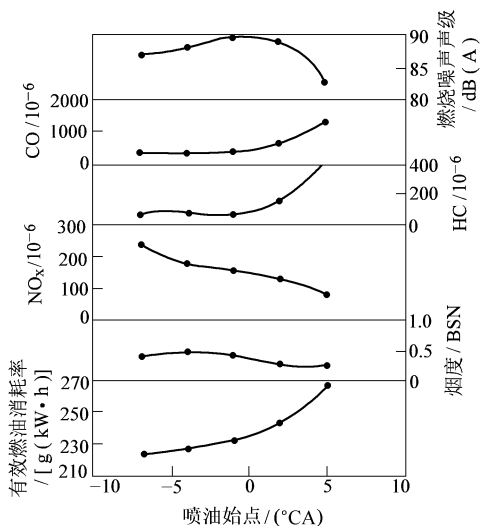


图9-8 柴油机性能随喷油始点的变化
柴油机转速: 1500r/min; 平均有效压力: 432kPa;
共轨压力: 100MPa; 空气质量流量: 0.6g/循环;
EGR: 24%; 在气道试验台上测得的涡流比: 1.3;
燃油: JIS2号

9.3.2 喷油持续期

喷油持续期是表征柴油机喷油时间特性的一个重要指标,资料中一般推荐的直喷式柴油机喷油持续期为 $20^\circ \sim 25^\circ$ 曲轴转角,涡流室柴油机 $25^\circ \sim 30^\circ$ 曲轴转角。但随着对柴油机排放性能要求的提高,为防止和减少后燃,喷油持续期也应相应缩短,目前高性能的直喷式柴油机标定工况主喷射的喷油持续期已小于 20° ,但这是要以提高喷油压力和喷油速率为前提的,否则不可能将柴油机标定工况油量在短时间内全部喷入燃烧室。图9-9是柴油机燃料供给系统喷油压力历年来的

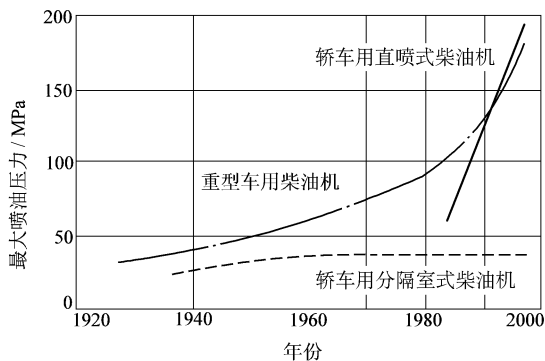


图9-9 柴油机燃料供给系统喷油压力历年来的变化

变化情况,20世纪80年代后,货车用柴油机的喷油压力直线上升,此后随着燃烧与喷油技术的突破,轿车用的小缸径高速直喷柴油机大量生产,喷油压力也与重型车辆柴油机的基本相同,目前最大喷油压力已达200MPa甚至更高,从而使喷油持续期的缩短成为可能。

在传统机械控制式的燃料供给系统中,喷油持续期与喷油泵的供油持续期有关,由于喷油过程受机械和液力作用的综合影响,几何供油持续期比喷油持续期要小很多(仅有 $4^\circ \sim 6^\circ$ 凸轮轴转角,即 $8^\circ \sim 12^\circ \text{CA}$),由于高压油管和柱塞偶件泄漏等原因,这种供油系统的最高喷油压力

只能达到 120MPa 左右。在泄漏方面,因为喷油泵柱塞顶部与回油斜槽处为高压燃油,而柱塞套的回油孔处是低压燃油,压力差基本上等于泵端供油压力,而密封长度仅为有效供油行程(对一般中小功率柴油机标定工况为 1.5~2.5mm),虽然柱塞偶件配合间隙很小,但超高压差下的泄漏仍然是明显的(见式 3-39),为减少高压下泄漏的影响,应尽可能用增大凸轮升程和减小柱塞直径的方法来提高供油速度,缩短供油持续期,根据 5.3.1 节中的系数 $m_1 = d_p/h_e$ 和 5.3.3 节中的系数 $m_2 = h_{\max}/h_e$ 所给出的统计数据,凸轮最大升程 $h_{\max}$ 与油泵柱塞直径 d_p 的比值约为 1,但近年新设计的喷油泵的 $h_{\max}/d_p$ 比值,已经远大于 1,有的已达到 1.5。

9.3.3 喷油压力

前面已经介绍了柴油机喷油压力逐年来有不断提高的趋势,特别是在直喷式柴油机中,喷油压力的高低对于提高升功率、平均有效压力以及改善排放指标起着关键的作用。图 9-10 为柴油机升功率和平均有效压力随喷油压力的变化关系,它主要是通过改善燃油的雾化并结合改进增压技术来实现的。

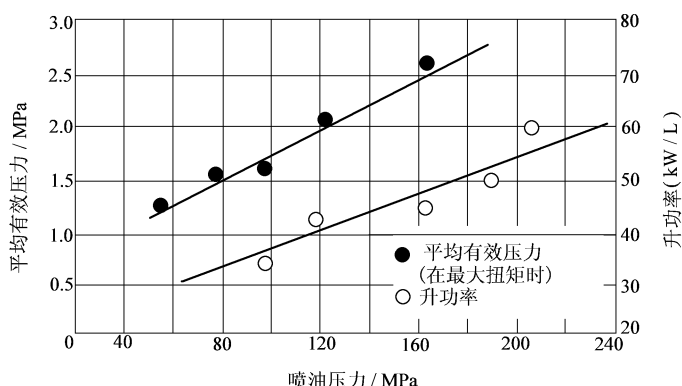


图 9-10 喷油压力提高对柴油机平均有效压力与升功率的影响

至于喷油压力,本书从第 1 章开始,就多次提到其重要性,实际上燃料供给系统的发展,就是沿着提高喷油压力这条主线进行的,从传统的直列泵和分配泵,到高压的单体泵、泵-喷嘴和共轨系统,喷油压力已从 55~130MPa 提高到 180~220MPa (参见第 5 章与第 8 章相关内容)。图 9-11 所示为各种燃料供给系统所能达到的喷油压力的范围。

但应指出的是,图 9-11 中列出的各种系统的压力范围均是指直喷式柴油机而言,至于采用轴针式喷油嘴的小型柴油机的分隔式燃烧室(涡流室与预燃室),由于主副室的气体流动为燃油雾化与混合气形成提供了较多能量,喷油压力较低,一般为 40~50MPa;但对于目前广泛采用的直喷式柴油机,由于燃料雾化与混合气形成能量主要是由高压喷射提供的,必须采用较高的喷油压力,目前公认的看法是为了达到欧 II (国 II) 排放标准,喷油

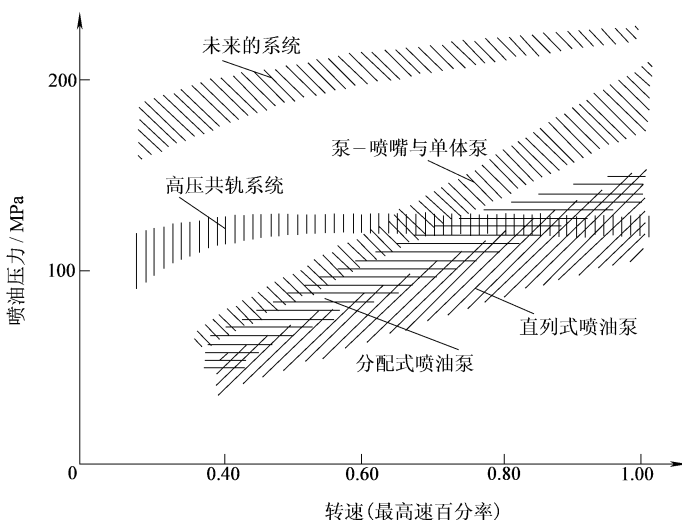


图 9-11 各种燃料供给系统所能达到的喷油压力范围

压力不应低于 $80 \sim 100 \text{ MPa}$ ，对于欧Ⅲ标准或为了实现更高的要求(欧Ⅳ甚至欧Ⅴ)，喷油压力应不低于 $120 \sim 150 \text{ MPa}$ ，甚至要求高达 $200 \sim 220 \text{ MPa}$ ，这也为燃料供给系统选型提供了参考标准。

提高喷油压力后能够改善燃烧过程的主要原理在于加大了喷雾能量使油滴更细，更均匀(参见 2.3 节)，从而增大了油滴与空气接触面积，促进其蒸发与混合气形成，加速扩散燃烧期的油气混合速度，实现清洁高效的燃烧。实践证明，采用高压喷射后柴油机的燃油消耗率、排温、烟度和微粒排放均能得到明显的改善，若能再辅以前述改变喷油正时(推迟喷油)等措施，则可同时达到降低 NO_x 的效果。图 9-12 所示即为喷雾油滴绍特平均直径($S \cdot M \cdot D$)和烟度(BSU 值)随喷油压力变化的规律，由图可见，两者均随着喷油压力的提高而明显降低。

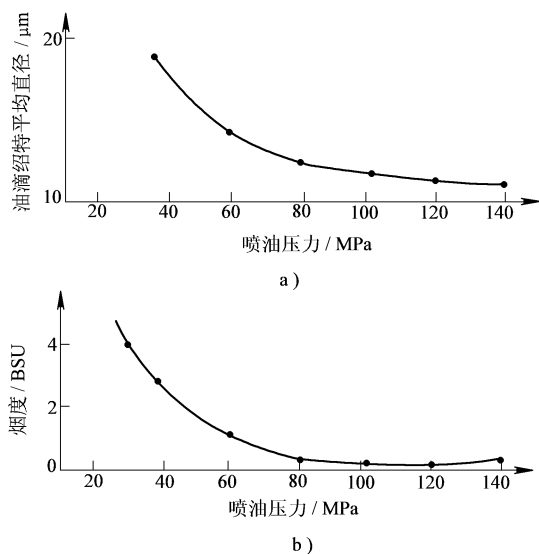


图 9-12 油滴平均直径和烟度随喷油压力的变化规律

图 9-13 为在一台采用共轨燃料供给系统柴油机上，针对中低转速(1400 r/min)全负荷工况测定的燃油经济性和排放指标随喷油压力(用轨压表示)和喷油延迟角之间的变化关系。由图可见，随着喷油压力的提高，有效燃油消耗率与排气烟度均有明显改进，但 NO_x 值增加，反之若采取推迟喷油的措施，则得到相反的结果，即燃油经济性和烟度值变差， NO_x 值降低。

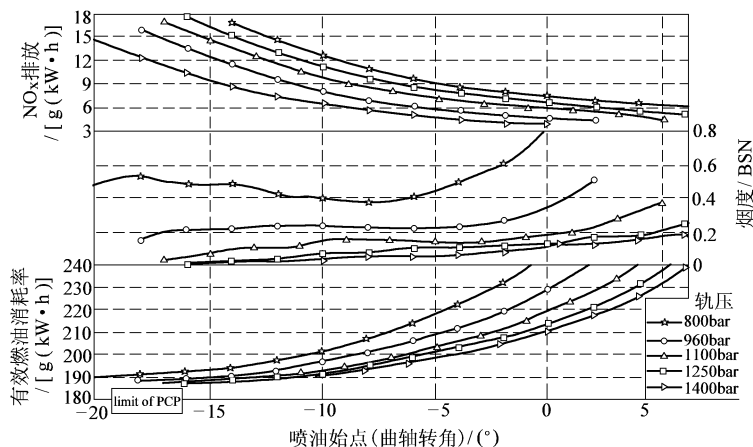


图 9-13 共轨压力与喷油正时对柴油机性能的影响
(1400 r/min , 全负荷工况)

此外，关于喷油压力需要说明的是，首先除了泵、嘴合一的泵-喷嘴系统外，泵端压力和嘴端压力是有区别的(参见 5.2 节)，不仅在柱塞泵，即使在共轨系统中，由于有高压油管的存在，供油压力传递至喷油嘴端也必然会产生一定的变化。通常是通过选择喷孔尺寸的

方式来进行优化匹配,即用缩小喷油嘴偶件流动截面的方法,来达到喷油压力比供油压力适当提高的目的,具体做法是在直喷式柴油机喷油嘴中增加喷孔数(5~12个)并同时减小喷孔直径(0.13~0.35mm,详见第6章有关内容),这样一方面可以提高喷油压力,另一方面也是为了减小油滴尺寸和使喷注分布均匀,以改进喷雾和混合气形成过程。当然,正如前面所说,喷嘴流通面积(喷孔尺寸)减小,也是以高喷油压力作为条件的,因为只有这样,才能提高喷油速使喷油持续期不致拖得过长;其次,人们在谈论喷油压力时,往往只注意最高喷油压力 $p_{\max}$,它固然是一个十分重要的指标,但是实际上同样起作用还有平均有效喷油压力 Δp_m ,它是指在喷油持续期内喷油嘴压力室内的压力与气缸内压力差的平均值(按喷油量计算),它不仅影响整个喷油过程的喷雾质量,也与喷油率有密切的关系。应当指出的是,各类燃料供给系统平均有效喷油压力和最高喷油压力之间的比值是不同的(图9-14),其中各种采用脉动式(柱塞式)喷油泵燃料供给系统的平均有效喷油压力只有最高喷油压力的1/2左右(图6-16和图9-14),而共轨系统的平均有效喷油压力则与最高喷油压力(基本上等于燃油轨压)比较接近,这也是在第8章中已经介绍过的共轨系统的优点,同时也说明了采用共轨系统的柴油机即使在中低速工况下也能达到良好性能指标的原因。

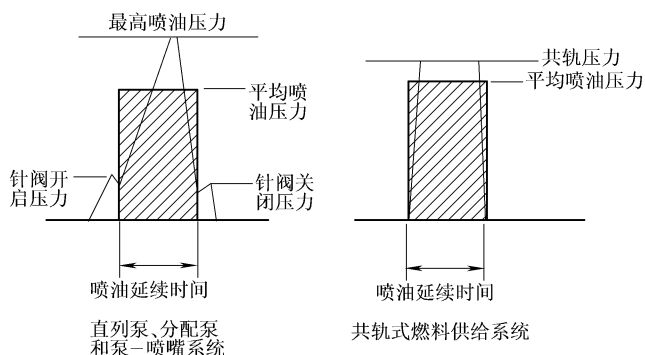


图9-14 不同燃料供给系统喷油压力的比较

然而喷油压力的提高也有不利的一面,如增加了喷油泵的驱动功率(影响柴油机的机械损失功率和燃油消耗率),加重了机件的受力与磨损,另外如果匹配不当也容易产生二次喷射等异常喷射现象。但与其主要优点相比,这些问题毕竟占次要位置,而且它们也是可能在技术发展过程中通过仔细的匹配工作(如采用等压出油阀或阻尼出油阀实现参数的优化)来得到解决的。

9.3.4 喷油规律

在3.2节中已经阐明,喷油规律是指在喷油过程中,单位凸轮转角或曲轴转角(或单位时间内)从喷油器喷入气缸的燃油量(见式3-4a、式3-4b和图3-4)随相应转角或时间的变化规律,它表示在一次喷油过程中喷入气缸的油量随时间变化的历程,即瞬时喷油率的变化,因而对于混合气形成与燃烧过程的品质有着重要的影响。

近年来,围绕不同形状的喷油规律,如斜坡形、矩形、三角形、分段形及靴形等对燃烧特性的影响进行了广泛的实验研究和理论分析。结果表明,喷油后期快速断油,对于缩短扩散燃烧期、改善燃油经济性、减少炭烟和颗粒排放均很有效,至于 NO_x 排放和燃烧噪声则与喷油初期的喷油速率有很大关系。例如,如图8-49所示即为一个具体实例。

由图8-49可见,从降低 NO_x 的角度来看,靴形喷油规律最为有利,矩形喷油规律最差,而三角形喷油规律居中。对于不同的工况点,最理想的喷油规律也是不一样的,根据人们长期在燃料供给系统与柴油机方面匹配的经验,提出了建立喷油规律合理形状的原则,具体如下:

(1) 初期的喷油率要低,主喷射阶段喷油率应逐步增大,后期的喷油率应快速下降,即断油干脆。

(2) 随着负荷增加,喷油规律形状的丰满度逐步提高,以适应负荷变化的要求。

(3) 沿外特性工作时,喷油规律应由低速时的靴形(或三角形)向高速时的矩形组合逐步过渡。

(4) 在条件许可下,应视工况要求不同实现可控的预喷射、后喷射乃至多次喷射。

图 9-15 所示为奥地利 AVL 公司根据上述原则为带旋流的直喷式柴油机推荐的理想喷油规律。

图 9-16 所示为另一种包括预喷射、后喷射和多次喷射在内的柴油机各工况下最佳喷油规律的推荐方案。

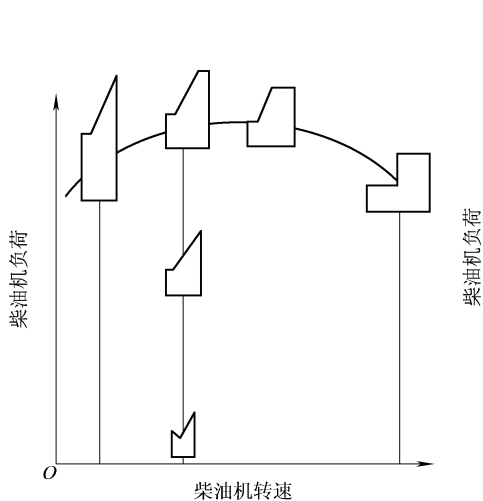


图 9-15 有旋流的直喷式柴油机所要求的理想喷油规律

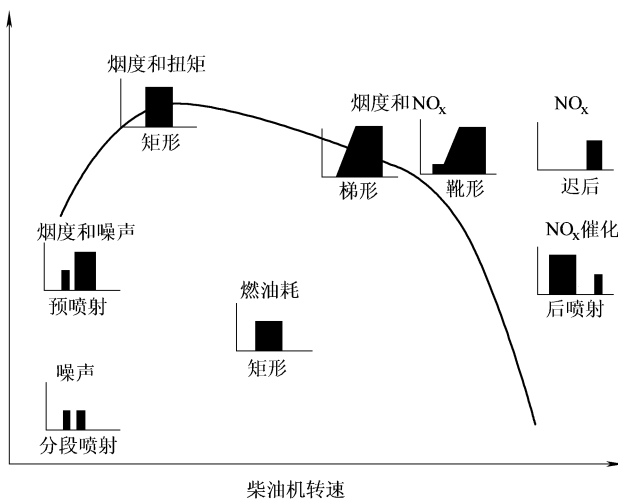


图 9-16 带预喷和后喷射时的理想喷油规律

但以上只是两种参考实例,具体方案应视柴油机燃烧方式与性能要求而定。

由此可知,为了在各种工况下都能实现理想喷油规律,是一项十分复杂而且有待研究的问题,当然这一点在传统的燃料供给系统中几乎是不可能做到的,只有时间控制的电控方式才能实现,其中高压共轨系统因其控制的灵活性具有较大的优势。

9.4 燃料供给系统参数与燃烧室的空间匹配分析

第 2 章已经介绍过,柴油机的燃烧过程是一个非常复杂的物理化学过程,工作时柴油与空气的可燃混合气在燃烧室内一个或几个局部区域内首先着火并开始燃烧,而这时其他区域的燃油仍可能处于液态,燃油则继续向燃烧室内喷射,因此燃油喷注,即油束在燃烧室内的分布规律对可燃混合气的形成、燃烧过程的组织以至排放物的形成都有重要影响。燃烧室是油气混合和燃烧的空间,在有限的时间内,能否充分利用燃烧室的每一处空间,使油气在燃烧室内实现均匀的空间混合和及时完善的燃烧是评价燃油在燃烧室空间分布合理与否的准则。为此,本节拟从燃料供给系统与燃烧室空间匹配的角度,着重介绍喷油油束在燃烧室内分布方面的一些设计原则。

9.4.1 油束在燃烧室内的发展及形态变化

在本书 2.3 节中对燃油油束的特性已有初步介绍, 本节则以油束布置难度较大的直喷式中小型高速柴油机为例来进一步讨论。由于这种柴油机燃烧室直径较小, 喷油嘴喷孔到燃烧室壁面距离短, 加上燃油喷油压力高, 因此不可避免地存在着油束碰壁现象, 碰壁燃油一部分沿燃烧室壁面形成射流, 另一部分反弹到空间与空气混合。油束碰壁后燃油在空间和壁面的分配比例和着壁后的发展形态与油束相对于壁面的几何关系、喷注的碰壁速度、喷注体内的粒度分布、壁面的结构和温度等都有很大关系, 其结果直接影响燃烧质量及排放品质。

直喷式柴油机燃烧室有多种结构, 如沿气缸周向形状变化有圆形、四角形、花瓣形等, 沿气缸轴向形状变化有直口、缩口及敞口的结构。近年来随着柴油机喷油压力不断提高, 中小功率柴油机燃烧室大多采用带有缩口的 ω 形燃烧室(图 2-10d), 燃油油束着壁后沿壁面在周向呈对称的扩散分布, 形成由油膜和油雾组成的附着于壁面的油气混合层, 离壁面越远, 油气浓度越低, 油气混合层的厚度及其在周向扩散的距离与喷油压力、喷孔直径及缸内空气的运动等多项因素有关。油束碰壁后沿气缸的轴向的分布则与燃烧室缩口率及壁面形状有关。此外, 油束轴线与壁面形成的入射角对着壁后的燃油流向起决定性作用, 与壁面夹角大的一侧燃油量多, 入射角越小, 这种现象越明显。

柴油机气缸直径越小, 喷油器喷孔到燃烧室壁面距离越短, 喷孔越大, 燃油油束碰壁量则越多。燃烧室壁面温度越高, 油束中的燃油蒸发量越多。高温有利于燃油雾化, 因此对油束着壁、燃油反溅和蒸发也有一定的影响。此外, 燃油堆积在燃烧室内壁面上形成油膜和油雾对燃烧与排放也有影响, 过多的堆积会使柴油机 HC、烟度和颗粒排放量增加。

9.4.2 喷油嘴喷孔油线在燃烧室内的分布原则

前已说明, 中小型直喷式高速柴油机常采用 ω 形燃烧室, 采用 4~8 个喷孔的喷油嘴, 通过适当的进气涡流组织油气混合和燃烧。另外, 根据缸径大小与性能方面的不同要求, 有四气门和两气门两种布置方式, 气门数不同, 喷油器在气缸盖上的布置就不一样, 其喷油嘴的油线在燃烧室分布设计也有较大差异。

对于四气门机构, 可将喷油器垂直布置在 4 个气门中间, 这时活塞顶上的燃烧室轴心线和气缸中心线与喷油器轴心线重合, 喷油嘴各喷孔到燃烧室壁的距离相等, 喷油油束沿燃烧室周边均布, 油束沿气缸轴线方向在燃烧室壁上的落点位置处于同一高度并可以通过改变喷孔之间的锥面夹角和喷油嘴头部伸出气缸盖底面的距离来加以调整。

对于两气门机构, 由于受空间限制, 气门轴心线和燃烧室轴心线都须偏置于气缸中心线, 喷油器轴线也偏离燃烧室中心并以倾斜角度布置(图 9-17), 为使柴油机取得优良的性能, 在设计燃烧系统时, 希望尽可能地减少偏移量, 图 9-17 中给出了上述极限偏移量的推荐值。显然, 柴油机缸径越小, 其燃烧室结构布置就越困难, 研究表明, 燃烧室偏置会使进气过程产生的进气涡流衰减较快, 因此对于缸径较小的柴油机, 进气涡流应相应增大, 以保证燃烧室内所需的气流强度, 但这又使进气阻力加大, 降低了充量系数。此外由于中小型柴油机转速高, 标定转速为 2000~4500 r/min, 高低速工况所需的最佳涡流比相差较大, 因此在进气涡流与燃油喷柱之间的匹配上必须十分仔细, 若在高速工况下的涡流偏大, 会使油束重叠; 在低速时涡流比偏小, 则不利于油束在整个燃烧室内的分布。

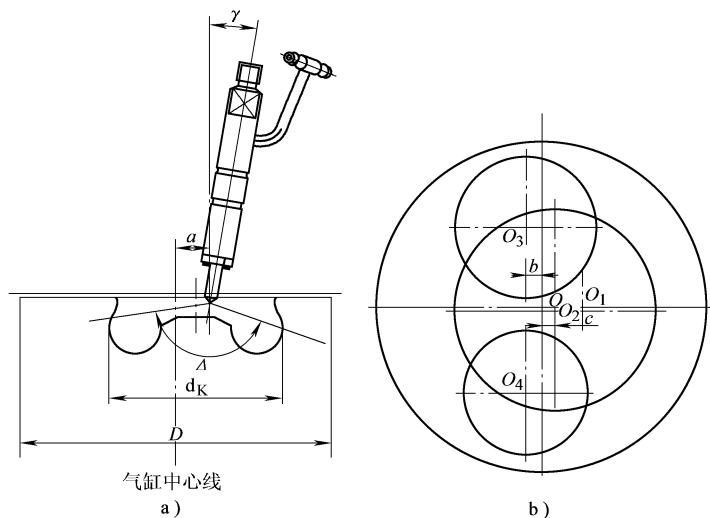


图 9-17 两气门柴油机的燃烧室、喷油器头部中心与气缸中心的位置关系

O —气缸中心 O_1 —喷油器中心 O_2 —燃烧室中心 O_3 、 O_4 —进排气门中心

其中：喷油器最大偏移量 a ：8% ~ 10% D 气门最大偏移量 b ：8% ~ 10% D

燃烧室最大偏移量 c ：约 5% D

就燃料供给系统而言，由于循环喷油量与柴油机的工作容积，即缸径的平方成正比，小缸径的柴油机由于喷油量小而使匹配更为困难，要保证良好的雾化并防止燃油过多的射向壁面，要求尽可能减小喷孔直径，对于缸径小于 100mm 的柴油机，喷孔直径应在 0.13 ~ 0.28mm 之间，而且加工质量对各孔喷油的均匀性影响很大。

此外，为保证油线在燃烧室内的均匀分布，对于倾斜布置的喷油器而言，其各个喷孔与喷油器轴线之间的夹角 φ 也不应相等，由于各喷孔流动条件不同，又造成各喷孔流量的不均匀(图 9-18)，虽然可以采用小尺寸的 P 系列喷油嘴来尽量减小喷油器的安装倾斜角，但与大缸径的四气门机型相比，毕竟还是加大了匹配方面的困难。

综上所述，在直喷式柴油机燃料供给系统与燃烧室空间匹配工作中，正确选定喷孔的方位，即油线在燃烧室壁上的落点位置是一项关键技术，其基本思路就是要保证燃油与空气的良好混合，力求实现燃烧室各处既不缺氧又不缺油的“等空燃比”的目标(当然，这只是从油气合理分布提出的设计原则和理想情况)，由此提出以下几个基本设计原则：

1. 油线轴向分布原则

前已说明，在四气门结构方案中，喷油器居中安装，喷孔在圆周方向均布，有关匹配工作不难进行也无需赘述。但在两气门结构方案中，情况就比较复杂，其喷油器在气缸盖上的布置和燃烧室如图 9-17 和图 9-19 所示，其中图 9-19 是以 4 孔喷油器为例表示的喷孔油线在

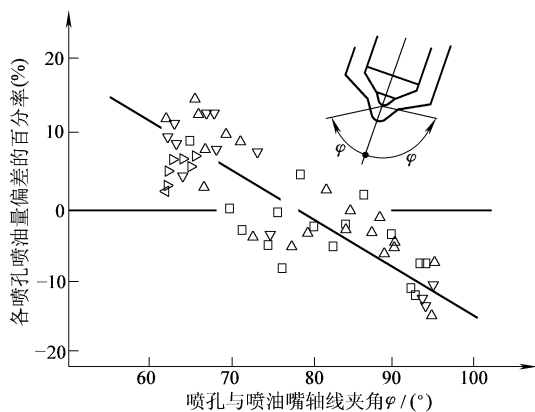


图 9-18 喷油嘴喷孔倾斜角对喷孔喷油量的影响

燃烧室内分布的示意图。由图可见, 由于喷油器斜置(角度 γ), 为了保证各油线在燃烧室壁面上的落点处于同一高度, 各喷孔与喷油器本身轴线的夹角 φ (图 9-18) 应当不同。另外, 4 个喷孔的轴线在空间形成一个锥角 Δ (一般为 $140^\circ \sim 160^\circ$) 的圆锥面, 前已说明 (参见 6.4 节), 当活塞处于上止点时, 在选择这个锥角以及喷油器头部的伸出量时, 要保持此锥面上下面两部分燃烧室的空间容积大致相等, 这一点对于浅盆形燃烧室的四气门机构是比较合理也容易做到的, 但对活塞顶面有凹坑 (如 ω 形燃烧室) 就要复杂得多, 这时不能再像大缸径柴油机那样主要考虑油束在空间的分布, 还必须考虑有一部分燃油不可避免地要喷射到燃烧室壁面的现象。

因此, 提出“有效燃烧室容积”的概念, 它是燃烧室凹坑容积加上顶部上空的一部分余隙容积, 大约占活塞位于上止点时整个燃烧室容积的 $75\% \sim 85\%$ (除有效燃烧室容积外, 还包括余隙容积的其余环形部分, 活塞头部环岸容积, 气门下沉容积等)。这是主燃烧阶段油气混合及燃烧的空间, 它直接影响柴油机的动力与经济性能。为使油气混合的条件更为合理, 油线锥面下方的容积应比上方略大 (因为下方的燃烧室壁面上积聚了较多的燃油), 即上、下容积的最佳比值应略小于 1。若燃烧室带有缩口, 则缩口越小, 下锥体中活塞壁面上因射流积聚的燃油越多, 上述比值越小, 这样才能保证燃油量与空间容积达到等比例为宜。

2. 油线周向分布原则

由于在四气门结构中, 喷油器喷孔按等角度均布即可保证燃油与空气混合的周向均匀性, 故无需多作讨论; 而在两气门方案中, 由于喷油器斜置, 情况就复杂得多。例如, 图 9-20 所示即为几种可能方案, 该图为活塞顶面的投影图, 图中 O 为燃烧室中心, O' 为喷油嘴中心, A 、 B 、 C 、 D 为油线在壁面的落点, 由图可见, 油线落点的布置有等弧长、等角度及等面积三种。所谓等弧长 (图 9-20b) 是指各油线落点之间的燃烧室周壁等长, 其思路是燃烧室的空气旋流使油束吹偏布满整个空间, 每一束燃油扫过的弧长相等, 不会造成燃油吹偏不足或过度的现象; 所谓等面积 (图 9-20c) 是指两油线夹角在活塞顶上的扇形投影面积相等, 其设计思想是假定

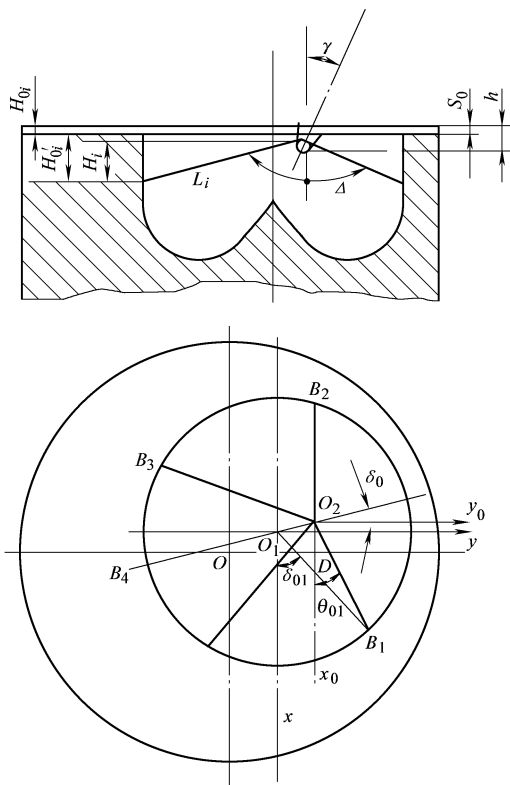


图 9-19 喷油嘴喷孔油线在燃烧室内分布计算示意图

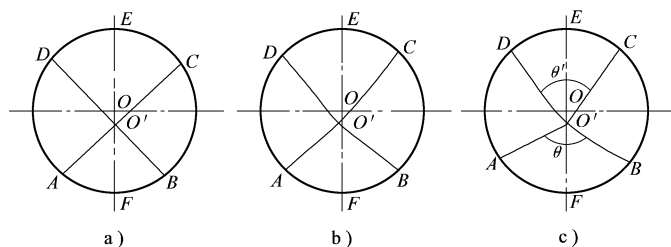


图 9-20 喷油嘴喷孔油线在燃烧室周向分布形式

a) 等角度分布 b) 等弧长分布 c) 等面积分布

所谓等弧长 (图 9-20b) 是指各油线落点之间的燃烧室周壁等长, 其思路是燃烧室的空气旋流使油束吹偏布满整个空间, 每一束燃油扫过的弧长相等, 不会造成燃油吹偏不足或过度的现象; 所谓等面积 (图 9-20c) 是指两油线夹角在活塞顶上的扇形投影面积相等, 其设计思想是假定

燃油喷射每一束的油量相等, 保证每一油束周围的油、气比例一致(相等的过量空气系数)以充分利用周向每一处空间的空气与燃油混合; 所谓等角度(图 9-20a)是指相邻两油束在活塞顶平面的投影夹角相等, 喷孔按等角度分布, 其优点是喷油嘴加工比较容易, 因此在早期设计中大多采用, 而按等弧长与等面积原则设计的喷油嘴各油束之间的夹角是不相等的, 故喷油嘴的喷孔加工较为复杂。英国里卡多(Ricardo)公司曾在我国开发的 R4100 柴油机上进行过匹配试验, 结论是等角度布置的油线柴油机低速性能较好; 等面积布置的油线柴油机高速性能略优; 等弧长布置的油线, 可在高低速之间取得较好的折中的性能指标。目前, 国内柴油机喷油油线分布设计大多采用等弧长布置方案。

3. 油线等空燃比布置原则

随着设计技术的不断发展及对燃油喷射特性研究的深入, 作者在分析前述等弧长、等面积分布等方案不足的基础上, 提出了第四种油线周向落点的布置原则, 即等空燃比综合分布原则。这是因为两气门柴油机的喷油器与气缸中心线以一定的倾斜角度布置, 导致了其喷油嘴各喷孔喷油量不均等(各喷孔的喷油量与喷孔倾斜角 φ 有关), 这是因为燃油从压力室经喷孔流出的条件受到喷孔倾斜角的影响, 夹角越小, 燃油流出时的转向与阻力越小, 流量越大。由于存在各喷孔的喷油量差异(图 9-18), 两油线夹角在活塞顶上的扇形投影面积应依据各喷孔不同的喷油量来决定, 其大小应与相应喷孔的喷油量成对应关系, 以实现等空燃比油气分布的理想。现以某种缸径为 80mm 的 4 缸柴油机为例来进行说明, 其喷油嘴喷孔轴线锥面夹角 Δ 为 150° , 喷油器安装时的倾斜角 γ 为 23° , 图 9-20c 中 A、B 油线的 φ 角与 C、D 油线的 φ 角相差 36° , 由图 9-18 知, A、B 喷孔喷油量要比 C、D 喷孔喷油量少约 23%。故 $O'AB$ 扇形投影面积应比 $O'CD$ 扇形投影面积小 23% 左右才能达到周向等空燃比油气混气的目的。

另外, 油线尽可能采用等长度设计。不论是采用哪一种方案, 在燃烧室中心与喷油嘴中心的连线上不能布置油线, 因为这时两油线长度差最大。

喷油嘴喷孔油线在燃烧室内分布的设计, 可以依据上述原则在燃烧室参数确定后用三维造型软件(如 Pro/E、UG 等)或 AutoCAD 来计算和绘图, 以得出要求的参数和油线落点位置的坐标, 也可以用解析几何的数学计算的方法得出, 下面通过一个具体实例说明油线长度和落点高度的计算方法。

9.4.3 喷孔油线在燃烧室内的分布计算实例

在图 9-19 中, 首先确定气缸中心 O 、燃烧室中心 O_1 和喷油嘴头部中心 O_2 三个点, 根据上述原则, 画出燃烧室内基本尺寸, 即活塞、喷油嘴和气缸盖尺寸。先确定第一个油线在燃烧室的位置, 设为 B_1 点, 已知 $O_1O_2 = e$ 为偏心尺寸, $O_1B_1 = R$ 为燃烧室的半径, 建立坐标系, O_2O_1 连线与 y 轴夹角 $\angle O_2O_1y = \delta_0$ (由偏心尺寸计算得出), 油线的投影长度为 $l_1 = O_2B_1$, B_1O_1 连线与 x 轴夹角 $\angle xO_1B_1 = \delta_{01}$, 由此在 $\Delta O_1O_2B_1$ 中, 可计算得出油线投影长度为

$$l_1 = \sqrt{R^2 + e^2 - 2Re\cos(90^\circ + \delta_0 - \delta_{01})} \quad (9-6)$$

喷油嘴中心处油线与 x_0 轴之间角度为

$$\theta_{01} = \angle x_0O_2B_1 = \delta_{01} - \arcsin\left[\frac{e}{l_1}\sin(90^\circ + \delta_0 - \delta_{01})\right] \quad (9-7)$$

同样的方法可求出其余各油线投影的长度 l_2 、 l_3 、 l_4 和相应夹角 θ_{02} 、 θ_{03} 、 θ_{04} , 由此进一步

可推出：

油线在燃烧室内的真实长度为

$$L_i = l_i / \sin\left(\frac{\Delta}{2}\right) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (9-8)$$

油线沿燃烧室壁面的高度为

$$H_i = l_i / \tan\left(\frac{\Delta}{2}\right) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (9-9)$$

在上止点位置，油线落点离缸盖底面的距离为

$$H_{0i} = (H_i + h - r) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (9-10)$$

式中， h 为喷油器头部伸出缸头截面距离。

油线落点离活塞顶面的距离

$$H'_{0i} = (H_{0i} - S_0) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (9-11)$$

式中， S_0 为余隙高度。

若各油线落点高度不等，可通过调整喷油器安装角来达到。亦可通过调整油线落点的位置，使各油线长度之差为最小，以保证各油线尽可能等长。

9.4.4 喷油嘴参数与柴油机匹配的分析

直喷式柴油机喷油嘴参数与燃烧系统的匹配是柴油机性能调试的主要工作内容，针对空间油气混合匹配，主要调整参数有喷油嘴的喷孔数 z 、喷孔直径 d_c 及喷孔夹角 φ 等，与柴油机设计有关的有喷油嘴头部伸出气缸盖底面高度 h 。此外，喷油器安装角度 γ 虽很重要数，但不作为调整参数，因为它的改变要求改变气缸盖的设计，因而在柴油机方案设计时就已决定。应该注意的是，在上述任一调整参数改变时，都会引起油气混合匹配情况的改变，也会对喷油时间特性、喷油压力变化等产生影响，因此试验前应先分析这项调整参数对那些性能影响较大，采取什么样的调整才能够取得最优的匹配结果，因此燃料供给系统的匹配工作是一个十分重要也非常困难的任务，需要仔细调整才能取得满意的效果。

喷孔数 z 、进气涡流比 Ω 或 R_s (后者借用了 Ricardo 涡流比符号，两者本质相同，但概念上略有区别，详见 2.2.3 节) 以及燃烧室的口径比 d_k/D 之间存在着有机联系，其原则是在燃烧的滞燃期内各油束在活塞顶上的投影形成的扇形区域应彼此衔接但不发生重叠。作为初步估算，可以采用以下经验公式：

$$\Omega \text{ 或 } R_s = \frac{60}{\tau_i z n} \left(\frac{d_k}{D}\right)^2 = \frac{360}{\Delta\varphi_{jc} z} \left(\frac{d_k}{D}\right)^2 \quad (9-12)$$

式中，滞燃期用时间 τ_i (s) 或曲轴转角 $\Delta\varphi_{jc}$ (°) 表示； n 为发动机转速 (r/min)； z 为喷孔数； d_k 和 D 分别为燃烧室的开口直径和气缸直径。

此式与第 2 章中表示的理论涡流比 Ω_E 的式 (2-13) 原理相同，只不过将其中的喷油持续期改用滞燃期代替，并增加了反映涡流衰减的 d_k/D 项。

从式 (9-12) 中可以看出以上各参数匹配原则有：

(1) 柴油机低速时，要求高涡流强度；高速时要求低涡流强度。如果按低速匹配，高速时的强涡流会导致油束重叠，产生局部混合气过浓的热锁效应；如果按高速匹配，则低速时因涡流强度不足，会导致混合气浓度分布不均。不论何种情况均会使燃油消耗率和烟度上升，最

大扭矩下降。因此在气道设计时,只能根据柴油机的用途,兼顾高低速性能选择折中的涡流强度。

(2) 喷油嘴孔数增加,最佳涡流比可降低;喷孔直径增大,最佳涡流比要求增高;喷孔轴线锥面角较大时,最佳涡流比可减小(但由于受燃烧室的形状和尺寸限制,其值为 $140^{\circ} \sim 150^{\circ}$,变化不大)。图 9-21 即为根据某些柴油机试验结果统计所得的喷孔数与最佳涡流比的关系。随着排放限值的加严,增加喷孔数并适当减少涡流比是柴油机和燃料供给系统匹配的发展趋势。

(3) 燃烧室口径越大,所需的涡流比越大,当采用缩口燃烧室时,涡流比可适当减小。此外,若能在燃烧室内增加紊流运动,涡流比也可适当减少。

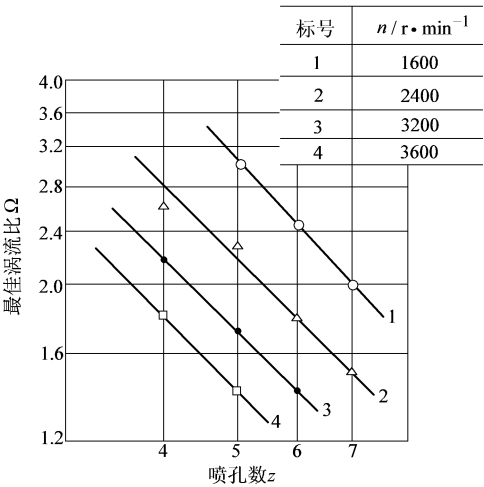


图 9-21 喷孔数与进气涡流比的匹配关系
(燃烧室口径比 d_k/D 为 60%, 缩口比为 85%)

第10章

柴油机燃料供给系统典型零件制造和关键工艺技术

柴油机的燃料供给系统是由许多精密零件组成的。为了保证系统的功能、性能和工作可靠性，柴油机燃料供给系统主要零件所采用的加工工艺、方法、流程与一般机械零件产品有较大的差异。本章将主要介绍柴油机燃料供给系统中一些典型零件的制造和关键加工工艺。

10.1 燃料供给系统的工作条件和要求

在柴油机燃料供给系统中，一些精密零件(如柱塞偶件、出油阀偶件、喷油嘴偶件、各种控制阀以及凸轮轴、滚轮等)的工作条件是十分恶劣的。为了提高柴油机工作的可靠性、延长其寿命并获得良好的动力性、经济性、使用和排放性能，对燃料供给系统提出了非常严格的要求(见1.2节)，即不但要求系统能够精确地定时、定量并按尽可能理想的喷油规律向柴油机各个气缸(燃烧室内)喷入工作循环所需要的燃油，而且还要求燃油能够在高压下良好雾化，与燃烧室形状相匹配，在燃烧室内实现良好的混合气与燃烧。因此，要求柴油机燃料供给系统不但能够产生很高的喷油压力，而且要求能够在很高的压力下长期、稳定且可靠地工作。此外，除了喷油嘴偶件要承受高温燃气作用以外，随着喷油压力的不断提高，燃油的温度会升得很高，由高温引起的一些问题会变得非常突出，因此燃料供给系统必须在高温、高压下具有良好的气密性和可靠性。

实现燃料供给系统高压喷射是满足性能需要的重要保证，但也不可避免地恶化了整个系统的工作条件。图10-1所示为我国柴油机喷油压力的历年变化情况，它形象地反映了我国柴油机燃料供给系统的技术进步，但应当指出的是喷油压力每提升一个台阶都需要依靠制造技术提升来保证。

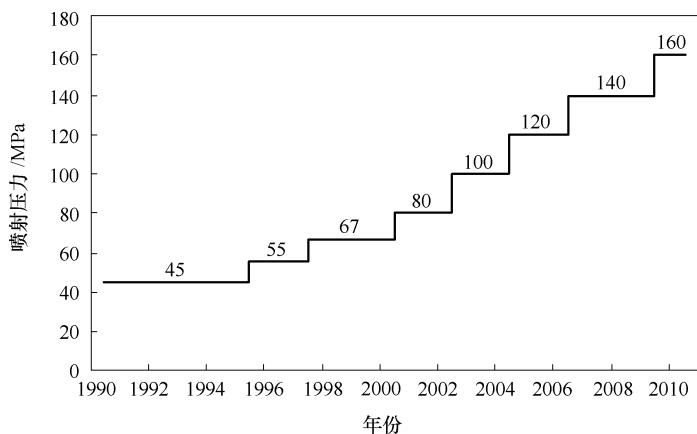


图 10-1 我国柴油机燃料供给系统喷射压力的变化历程

因此,对柴油机燃料供给系统中一些关键零件的制造技术提出了很高的要求,特别是其加工精度(包括尺寸精度和表面粗糙度、圆度、直线度以及一些密封锥面或端面的跳动度等形状、位置精度)要求极高,通常都以微米或亚微米(小于 $1\mu\text{m}$)计量,有些形位精度要求甚至达到纳米级(即小于 100nm)。为此,柴油机燃料供给系统的关键零件必须采用亚微米级的超精加工技术。此外,合理选用材料、热处理以及高效去毛刺、高效清洗处理和严格控制零件的清洁度等也是极其重要的。

10.2 燃料供给系统典型零件分类与常用加工方法

传统的机械控制式柴油机燃料供给系统主要由低压油路、高压油路和控制调节装置三大部分组成(图1-11)。其中,低压油路主要由燃油箱、滤清器(粗滤和精滤)、输油泵和低压油管等组成;高压油路主要由喷油泵、喷油器和高压油管等组成;控制调节装置则包括调速器和提前器等。而在现代新型电控燃料供给系统特别是电控高压共轨系统中,除了低压油路与传统的燃料供给系统基本相同以外,还要有各种传感器、线束和电子控制单元(ECU)等零部件。在高压油路中有高压供油泵、高压油轨(共轨管)、高压油管、电控喷油器以及进油计量阀、调压阀、限流阀和高速电磁阀等控制与执行机构。在控制与调节部分则有电控单元和各种传感器等零件,后者的制造、组装与测试属于专门领域,不在本书讨论之列。

从零件的功能、结构特点和加工精度要求等方面来看,可以将柴油机燃料供给系统的机械零件分为壳体类零件、驱动和机构类零件及精密类零件三类。

壳体类零件主要有喷油泵泵体、输油泵泵体、喷油器体、高压供油泵泵体和调速器壳体等。

驱动和机构类零件主要有凸轮轴、提前器和调速器中的某些零件。

精密类零件主要有柱塞偶件、喷油嘴偶件、出油阀偶件、电控高压共轨系统和单体泵、泵-喷嘴等的孔板、各种控制阀等。凸轮轴由于加工精度很高,也可归入精密类零件。

上述零件的制造一般都采用钢材、铸铁、铝合金以及型钢件等作为毛坯来进行的。从加工方法来讲,涉及机械加工的各个方面,除了采用车削、钻削、磨削加工和铸造、模锻、冲压等成型加工以及热处理以外,还采用电化学、电火花和激光加工等光电加工方法。此外,还有液体挤压珩磨、喷丸、抛光、光整加工、高效清洗加工和其他表面处理方法等。

对于输油泵、高压喷油泵、高压供油泵和调速器等的壳体类零件通常都采用铝合金浇铸而成,这种材料的液态流动性较好,线性收缩率较小,材料的紧密度和机械强度较高。当批量不大、要求不高、开发功能性样件时,可采用砂模浇铸。但在大批量生产时,为了提高质量,进一步减少机械加工余量和减小铸件壁厚,则应采用金属模和压力浇铸方式。

对于喷油泵和调速器中一些外形尺寸不大、形状较复杂的薄壁钢质零件来讲,可采用蜡模浇铸。这种零件毛坯仅仅需要加工与其他零件相接触的配合表面,以降低劳动量和提高金属材料利用率。

对于喷油器体和挺柱体等铸件类零件,当要求不高时,可采用低压精密铸造件,以取得良好的经济效果。但对于现代车用直喷式柴油机用的比较强化的喷油器体,由于其需要承受很高的喷射压力,必须采用模锻加工的毛坯,以提高材料的组织密度,满足高强度的要求。对于其他某些薄壁零件则可采用模壳浇铸方法或冲压成型加工。

车削加工在燃料供给系统零件加工中应用得十分广泛,如对凸轮轴、柱塞、柱塞套、出油阀、出油阀座、针阀和针阀体等一些轴类零件的外圆表面加工。

磨削加工是燃料供给系统精密零件加工中的关键工艺技术,它具有精度好和效率高等显著优点。随着对产品精度、可靠性和使用寿命等要求的不断提高,高硬度、高强度、高耐磨性和高功能性新型材料的应用增多,给磨削加工提出了许多新的课题。随着超硬磨料磨具和相关技术的发展和突破,使磨削技术和磨削设备取得了很大发展。近年来,高速高效磨削和超高速磨削在欧洲、美国和日本等一些工业发达国家发展迅速。根据加工对象的工艺目的和要求不同,磨削加工已经发展成多种形式。对燃料供给系统零件来说,常见的磨削加工工艺形式主要有内圆磨、外圆磨、平面磨/端面磨、无心磨、珩磨、配磨和研磨等。由于柴油机燃料供给系统的许多零件是在高压下工作的,为了保证其工作的可靠性,对其加工精度要求很高,通常需要采用超精磨削加工方法制造,以下将重点介绍这方面的磨削技术。

10.3 超精密磨削及磨粒加工工艺技术

10.3.1 概述

精密磨削是指被加工零件的加工精度达 $1 \sim 0.1 \mu\text{m}$ 、表面粗糙度 Ra 为 $0.2 \sim 0.01 \mu\text{m}$ 的加工技术;超精密磨削的加工精度则更高,达到 $0.1 \mu\text{m}$,表面粗糙度 $Ra \leq 0.025 \mu\text{m}$,磨床定位精度的分辨率和重复精度小于 $0.01 \mu\text{m}$ 。目前,超精密磨削正从微米、亚微米($0.1 \mu\text{m}$)向纳米级($10^{-3} \sim 10^{-2} \mu\text{m}$)加工发展。用磨具进行磨削和用磨粒进行研磨与抛光是实现精密和超精密加工的主要途径。用于超精密镜面磨削的树脂结合剂金刚石砂轮的磨料平均粒径可小至 $4 \mu\text{m}$ 。

超精密磨削有很多优点,例如,在集成电路板沟槽的磨削加工中,使用 20nm 的超微细磨粒的磨片,磨削加工的沟槽边沿没有崩角现象;用铸铁结合剂粒度为 8000 号的金刚石砂轮精磨 SiC 镜面,表面粗糙度可达 $2 \sim 5\text{nm}$ 。对极细粒度的磨具而言,砂轮锋锐性的保持是一个难题。金属基微细超硬磨料砂轮在线电解修正技术,很好地解决了这一难题。用 6000 ~ 8000 目粒度的钢结合剂金刚石砂轮和在线电解修正技术精磨 $\phi 100\text{mm}$ 硅片,去除率为 $3 \sim 5 \mu\text{m}/\text{min}$ 。

在控制力磨削的双端面精磨中,工件既作公转又作自转。磨具的磨料粒度一般为 3000 ~ 8000 目。在磨削过程中,微滑擦、微耕犁、微切削和材料微疲劳断裂同时起作用,使磨痕交叉而均匀,不但能获得与精密研磨相同的加工精度和比研磨高得多的去除率,另外所获得的平面度和两平面的平行度也很高。这种加工方法特别适合于喷油器总成中喷油器和喷油嘴偶件之间过渡垫块的双端面精密磨削加工。

研磨和抛光是超精密加工的又一个主要方式。其具体形式有磁流体研磨、动力悬浮研磨、磁力研磨、软粒子研磨、机械化学抛光及摆动磨料流抛光等。磁性磨料抛光用在加工中心上抛光零件复杂形面,也用于修整超硬磨料砂轮。此外,精密电解磨削、研磨、抛光、精密超声波研磨和砂带抛光也都是实现精密及超精密加工、镜面加工的有效工艺技术。

对于磨削加工来说,磨料和磨具的选择是至关重要的。磨料是构成磨具的主要原料,为了能够适应各种工件材料的加工需要,磨料除了应具有较高的硬度以外,还应具备一定的韧

性、机械强度、热稳定性和化学稳定性等基本性能。磨料可分为普通磨料和超硬磨料两大类,在两类磨料中又分为天然磨料和人造磨料。天然磨料大多来自矿产,如天然刚玉、金刚砂、石榴石、硅砂和金刚石等。除了金刚石以外,一般天然磨料虽然价格较低,但是由于硬度低、组织不均匀、磨削能力差而在使用上受到限制。人造磨料主要分为刚玉系磨料、碳化物系磨料和超硬磨料三类。超硬磨料是指金刚石、立方晶氮化硼(Cubic Borazon Nitrogen,缩写 CBN)及以这两种磨料为主的复合材料。

10.3.2 CBN 磨削技术

CBN 是借助高压高温技术合成的一种新型超硬材料,在自然界中尚未发现。其硬度仅次于金刚石而高于其他已知材料,比 SiC 和氧化铝硬度高出一倍。这种磨料的热稳定性好,能够承受约 1400 ~ 1800℃ 的高温。由于硼和氮元素都较稳定,不易与铁发生反应,所以其化学稳定性高。而金刚石对钢、铁中的碳具有较大的亲合力。

CBN 超硬磨料磨具与一般磨料磨具相比,还具有以下几个优点:

(1) 首先,由于耐磨损性能好,故其在使用中磨损小、砂轮使用周期长、磨削比高。在合理的使用条件下,可获得良好的经济效益。CBN 磨具在使用过程中,磨具的形状和尺寸变化极为缓慢,加工中无须经常更换磨具,有利于磨削操作,加工工件的形状精度、尺寸精度保持性好。

(2) 其次,CBN 砂轮由于能够长时间保持磨粒微刃的锋锐性,切削性能好,磨削力小,有利于提高工件的加工精度,减小表面粗糙度值,减少机床的动力消耗。

(3) 最后,由于 CBN 微刃锋锐性好,切削锋利,加工中摩擦小,磨削温度较普通磨料低,产生的磨削热少,减少了磨削加工中的表面烧伤、裂纹及组织变化等缺陷,降低了加工表面的应力状态,从而大大改善表面加工质量,提高被加工零件的使用寿命。

由此可见,由于 CBN 磨料具有硬度高、强度好、寿命长、颗粒形状好、导热性高和热膨胀系数低等优点,加上磨削能力强、磨削性能优良,是非常优良的磨削材料,可广泛用于合金钢等各种难切削材料的加工。采用 CBN 磨料制成的磨具(砂轮)由于磨料具有极高的硬度,磨削性能突出,可加工各种高硬度材料,如工具钢、模具钢、轴承钢、不锈钢、耐热合金、耐磨钢、高钒高速钢及淬硬钢等黑色金属。特别对于高速、超高速磨削加工,CBN 磨具是最适用的磨削工具之一。目前,CBN 磨具(砂轮)已经在柴油机燃料供给系统精密零件磨削加工中得到了广泛应用。

但是,CBN 磨料价格昂贵,CBN 砂轮的价格为一般砂轮价格的 40 ~ 50 倍。因此,在生产中必须注意合理选择和正确使用,否则可能造成较大的浪费。

10.3.3 几种常用磨削工艺简介

1. 研磨

研磨(Lapping)是一种古老而又不断进行技术创新的精整和光整加工工艺方法。在图 10-2 所示的平面研磨中,通过对研磨工具与工件施加一定压力,并使两者之间产生相对运动,使其间的细微磨粒(有时还需加研磨液)作滚动与滑动,从被研磨工件上去除极薄的余量,以提高工件的精度和降低其表面粗糙度。

除了平面研磨外,对孔形零件和轴类零件也可进行研磨,前者是将研磨工具作成研磨棒

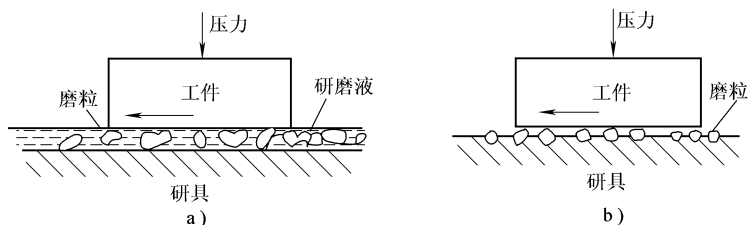


图 10-2 平面研磨示意图

在孔内作往复和旋转运动；后者系将研磨工具作成研磨条或采用油石，在工作表面作往复运动(工件则作旋转运动)。磨料通常是采用直径 1 到几个微米的氧化铝粉或碳化硅材料，研磨工具则采用铸铁等表面贮油能力较强的硬质材料作成。

在现代先进制造技术中，精密研磨仍然是实现尺寸精度小于等于 $0.01\mu\text{m}$ 、角度误差小于等于 $0.1''$ 、表面粗糙度 $Ra \leq 0.01\mu\text{m}$ (镜面加工技术)、圆度误差小于等于 $0.01\mu\text{m}$ 、直线度误差小于等于 $1\mu\text{m}/\text{m}$ 等超精密加工技术的基本工艺途径。

图 10-3 为喷油嘴偶件针阀导向面外圆的超精研加工原理图。加工时，将工件放在两个同速同向旋转的导棍之间，两导棍表面呈双曲面。导棍带动工件旋转，往复振动的油石在液压机构油缸的作用下紧压在工件的表面上，从工件表面磨去极薄的一层加工余量。由于研磨压力较低，工件表面留下非常浅的呈交叉而又不相重复的网纹痕迹。

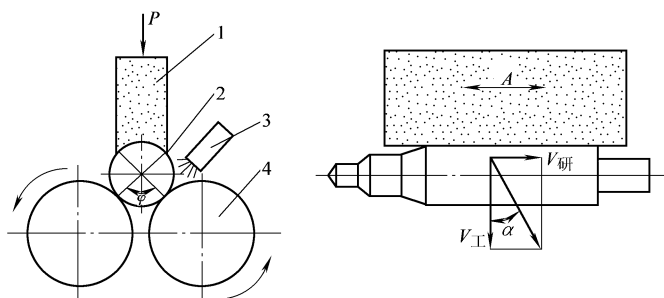


图 10-3 超精研针阀导向外圆工作原理图

1—油石 2—工件(喷油嘴针阀) 3—冷却润滑液 4—两个同向旋转的导棍
在加工过程中，油石在液压机构油缸的作用下能够自动实现切入进给，而且油石由于切削方向经常变化，磨粒破碎机会多，可自动保持锋利，从而可以获得良好的工件表面质量。

2. 珩磨

珩磨(Horning)就是使磨条(安装在珩磨头圆周上的若干条砂条或油石)一边作旋转运动，一边作往复运动，使磨条紧压工件的加工表面(孔壁)，并通过磨具直径的扩张来切削工件(对孔进行低速磨削和摩擦抛光)以获得所需要的表面粗糙度、尺寸和形状精度的加工方法。旋转和往复运动的结果使磨条(油石)上磨粒在孔的表面的切削轨迹成交叉而又不重复的网纹。图 10-4 所示即为珩磨工艺的示意图。珩磨的特征就是磨具的扩张，如图所示，由于锥轴的上下运动，使磨具直径自动微量扩张或缩小。

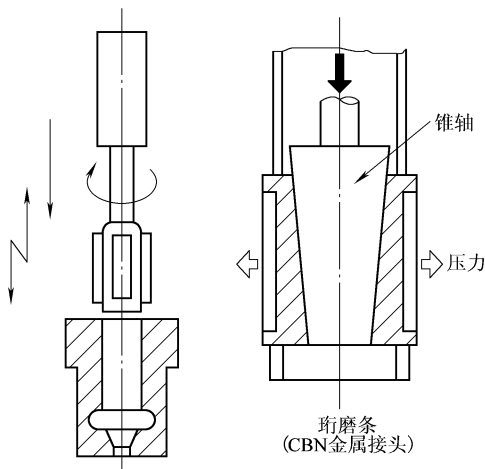


图 10-4 珩磨工艺示意图

应当指出的是，当孔的加工方法和工艺选择

不当时,孔的形状可能会严重变形,不能满足精密偶件配合的要求,图10-5所示即为孔的几种典型的不良几何形状。

采用正确的珩磨工艺后,可以有效地修正孔加工中出现的各种几何形状误差,获得优良的表面质量(珩磨加工的表面粗糙度 Ra 通常小于 $0.1\mu\text{m}$)。此外,珩磨的加工表面具有交叉网纹,有利于储存润滑油(或燃油)即保持油膜,从而可以减

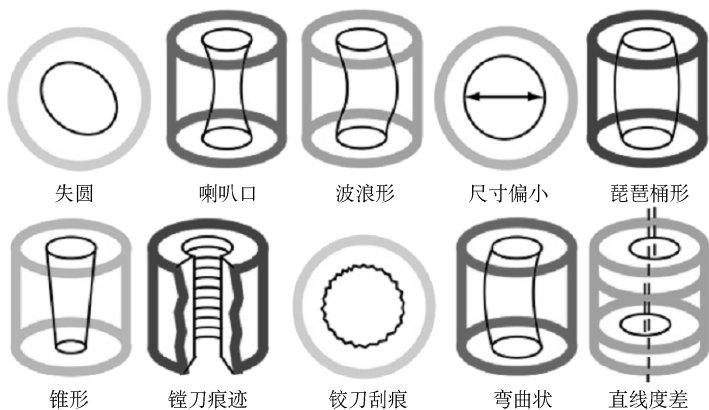


图 10-5 小孔几种典型的不良几何形状

小摩擦、磨损,使配合表面能够承受较大的载荷,提高了相配零件的耐磨性、可靠性和寿命。珩磨的加工表面几乎没有热损伤,不存在变质层、嵌砂或冷硬现象,而且可在零件表面形成较高的残余应力,这也有利于提高零件的使用寿命。由于珩磨加工的孔形状精度高,加上配磨技术的应用,有利于增加配对零件(偶件)的密封性,有利于提高喷油压力,所以珩磨加上配磨是燃料供给系统精密偶件至关重要的加工工艺。由于珩磨进行的是大面积多刃切削加工,因而具有较高的材料切除率,生产率较高。珩磨时要求珩磨头或工件能浮动,故珩磨头与机床的连接属于柔性联接,对机床的精度要求也较低,可用车床、镗床或钻床等机床来改装。

总之,珩磨加工工艺是加工超精孔类零件的高效、经济和优质的加工方法。

需要指出的是,珩磨虽然可以在较短的时间内经济地获得较高的形状精度和尺寸精度(当孔径小于 50mm 时,圆柱度可达 $0.5\mu\text{m}$,轴心线的直线度可达 $1\mu\text{m}$,内孔尺寸精度可以达到 IT6 ~ IT7),但却不能提高被加工孔的位置精度。所以,在珩磨加工孔前必须采用合适的初加工方法(如采用枪孔钻),以保证孔的原始位置精度。

目前,对于要求很高的柴油机燃料供给系统的柱塞套、喷油嘴偶件的针阀体、出油阀座、各种控制阀套以及某些电控喷油器体中孔等精密偶件内孔的精加工,基本上都要求采用珩磨加工工艺。

珩磨用磨料主要有氧化铝、碳化硅、立方氮化硼和金刚石。粘合剂种类主要有陶瓷、树脂和金属等。

随着 CBN 等超硬磨料在珩磨中的应用,使珩磨技术得到了极大的提升,从而使珩磨不仅用于加工精度要求极高的终加工工序,也大量用于切除较大余量的中间工序,如在燃料供给系统精密零件加工中经常采用粗珩、半精珩和精珩。

3. 挤压珩磨

挤压珩磨也称磨料流动加工(Abrasive Flow Machining)或液力研磨(Hydro Erosive Processing),这是 20 世纪 70 年代发展起来的一种表面加工新技术。挤压珩磨最初主要用于除去零件内部通道或隐蔽部分的毛刺,随后扩大到用于对零件表面进行抛光处理。

挤压珩磨加工具有在一次加工中完成去毛刺、抛光、倒圆角及改善零件表面质量的作用。这种加工方法可以同时对一个或多个工件的单一或多个表面进行加工。由于一些几何形状复杂的表面,如狭缝、交叉孔道及异形曲面等,用传统方法难以加工;而喷油器中油道

(特别是交接孔处)的表面质量、喷油嘴喷孔及其入口处去毛刺和倒圆角与否以及节流孔板等零件的加工质量在高压下对喷射特性、喷雾质量和喷油量的稳定性、一致性等都有很大的影响,用传统加工方法也很难满足使用要求,但若采用挤压珩磨加工技术就可以比较方便、经济、高效地达到目的。而且,挤压珩磨加工对材料的适用性强,不仅能加工几乎所有的金属材料,并可对玻璃、陶瓷等硬脆性材料进行加工。此外,使用挤压珩磨加工取代手工抛光,可大幅度减轻劳动强度,提高劳动生产率,并可保证产品加工的一致性。

图 10-6 所示为挤压珩磨加工原理图。被加工工件用夹具夹持在上、下料缸之间,粘弹性流体磨料密封在由上下料缸及工件、夹具形成的密闭空间中。通常在开始加工时,磨料填充在下料缸,在外力(通常为小于 10MPa 的液压力)的作用下,料缸活塞挤压磨料经工件与夹具的通道到达上料缸,工件中的通道表面就是要加工的表面,这个加工过程类似于珩磨。当下料缸活塞运动到顶部后,上料缸活塞开始向下挤压磨料经工件加工表面回到下料缸,完成一个加工循环,经过几个循环后即能达到预期的加工目的。

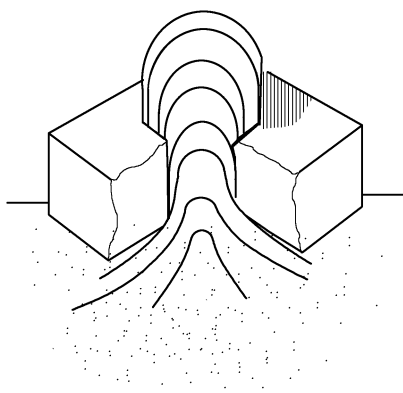
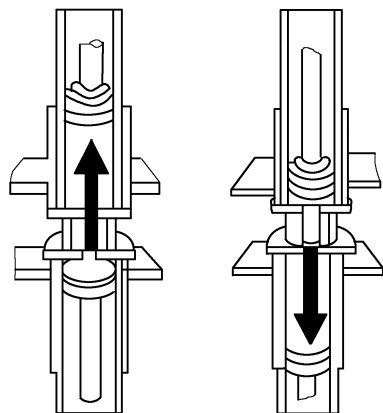


图 10-6 挤压珩磨加工原理

4. 内孔磨削

内孔磨削加工与其他内孔的精加工(珩磨和研磨等)相比,不但具有形状和位置的修正能力,而且还具有金属切削力大等优点,因此可用于高精度场合的高效率生产。另一方面,与其他的磨削工艺相比,其加工难度也较大,原因如下:

(1) 所使用的砂轮直径很小。因此,为了获得适当的磨削速度,砂轮轴必须具有很高的转速(10 万 r/min 以上)。

(2) 只能使用很细的砂轮轴用套管轴。因此,刚性较低,加工时套管轴将在磨削力的作用下呈弯曲状态(弹性磨削)。这样,当砂轮轴作往复运动时,将在孔口和经过部位产生微小的锥度。为了尽可能地减小这个锥度,必须合理地控制往复运动的速度和行程(图 10-7)。

(3) 由于砂轮轴超高速运转,就产生了动态平衡问题,从而要求高频轴和砂轮轴用套管轴必须具有较高的制造精度。

(4) 由于砂轮表面存在的磨粒数量比外圆磨用砂轮

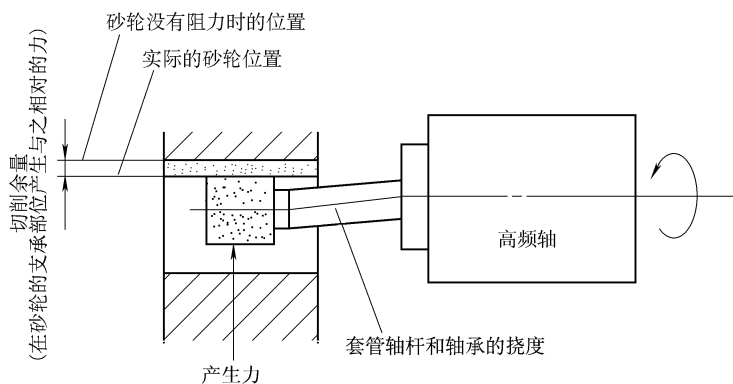


图 10-7 弹性磨削

(直径约 $\phi 400\text{mm}$) 少得多(约为后者的 $1/100$)，使磨粒的作用次数增加，容易产生磨粒脱落和气孔堵塞的现象。

因此，在内孔磨削时，对于机床、砂轮和工艺的选择必须给予足够的重视。

5. 配磨技术

柴油机燃料供给系统有许多精密偶件，如柱塞偶件、喷油嘴偶件、出油阀偶件和其他控制阀偶件，它们的尺寸精度和形位精度不仅要求极高，而且配合间隙也很小，通常只有 $1 \sim 3\mu\text{m}$ 。这类零件大多批量很大，过去一般采用精磨以后利用手工研磨，再通过尺寸选配后进行互研来完成加工。但实践表明，这样做虽然能使研磨后的零件具有很高的表面光洁度，但是其形状方面的质量(如圆度、圆柱度、直线度、锥度等)往往难于保证，实际性能和可靠性也都不理想。因此，目前对于这类精密零件，应当采用配磨工艺来完成。

配磨的工作原理有两种：一种是尺寸配磨，即利用机械、电子、气动或光学等测量手段，直接控制零件的几何尺寸，如直径、平面等；另一种是所谓的流量配磨方法，磨床直接依据相关偶件的流量特性而不是几何尺寸来进行加工。目前，在柴油机燃料供给系统精密零件加工中，如对柱塞偶件、喷油嘴偶件和出油阀偶件等孔套类和轴类零件的配合加工，仍采用尺寸配磨工艺。

总部设在瑞士的斯图特(Studer)公司是最早开展配磨技术研究的企业之一，并在此领域内处于国际领先的地位。目前，我国油泵、油嘴行业几乎都采用该公司的配磨磨床作为最后一道精磨配合加工工序。

图 10-8 所示为用配磨工艺加工喷油泵柱塞偶件的示意图。工作时，首先将柱塞套 4 套在配磨仪的内径测量芯棒上，根据测量所得的柱塞套尺寸，通过控制装置 5、砂轮进给控制器 7 和进给装置 10 来控制砂轮 9 的进给量，以保证被磨削的柱塞 3 的精确尺寸，使其与柱塞套之间的配合间隙达到期望值，从而将两者配成密封性很好的精密偶件。

实践证明，采用配磨加工柱塞的圆度和直线度均可以达到 $0.3\mu\text{m}$ ，素线平行度可以控制在 $0.8\mu\text{m}$ 以下，表面粗糙度可以达到 $0.06 \sim 0.07\mu\text{m}$ ，这样高的精度对传统柱塞加工工艺来说是很难达到的。

此外，配磨工艺不仅使产品

质量大大改善，而且还因为工序显著减少，从而大幅度提高了生产率(配磨工艺只需要精磨外径→配磨→清洗→滑动性检验等工序，而传统的插配工艺则需要精磨外径→光磨外径→研

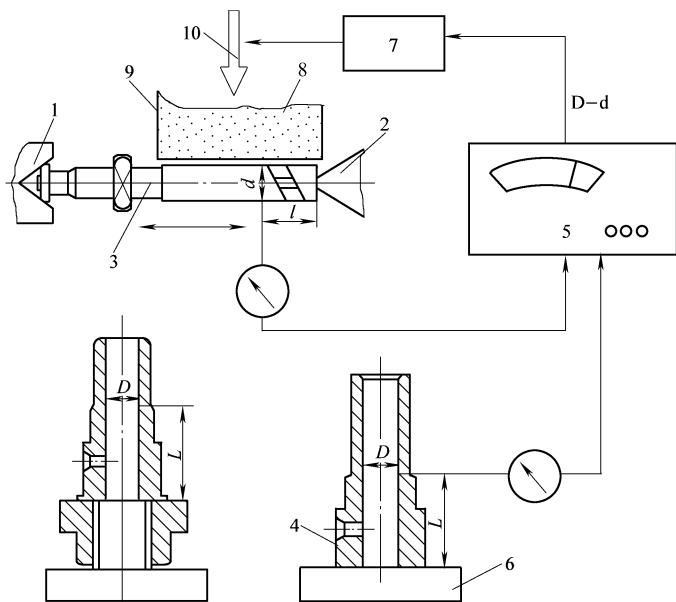


图 10-8 喷油泵柱塞偶件的配磨加工示意图

- 1、2—顶尖 3—柱塞(工件) 4—柱塞套 5—自动外径仪和配磨仪控制装置
6—配磨仪和内径测量芯棒 7—砂轮进给控制器 8—砂轮
9—砂轮槽 10—砂轮进给装置

磨外径→清洗→外径校验→尺寸分组→选配→互研→清洗→滑动性检验等工序), 因此已在各种精密偶件的生产中得到广泛应用。

10.4 电加工技术

除了机械加工工艺以外, 电加工技术也在柴油机燃料供给系统精密零件制造过程中得到广泛应用, 它又分为电解加工和电火花加工两类。

电解加工, 即电化学加工, 它是将电镀中阳极金属的溶解现象应用于金属加工。在这种方法中, 使用具有一定形状的工具或电极, 为了切除工件材料, 要求工具接阴极, 工件接阳极。电解加工方法应用范围很广, 可用于打孔、切槽、雕模及去毛刺等方面, 如喷油嘴盛油槽、喷油器体油道交接孔处去毛刺等。

电火花加工原理就是利用导电材料的电蚀现象, 在工具(阴极)和零件(阳极)之间产生瞬间放电作用使材料产生电蚀而去除材料。电火花加工有很多优点, 特别是加工一些难以达到的表面和精度要求高、形状特殊的小孔, 如打喷油嘴喷孔。特别是当喷油嘴喷孔直径小于 0.2mm 以及要求喷孔呈倒锥形时, 就很难用机械钻头加工, 为此应采用电火花加工。瑞士 Posalux 公司生产的电火花喷孔加工机床是我国油泵油嘴行业中广泛使用的比较先进的设备, 其外形如图 10-9 所示。



图 10-9 Posalux 公司生产的电火花喷孔加工机床

10.5 燃料供给系统典型精密零件的制造技术和工艺

柴油机燃料供给系统精密零件的加工工艺过程十分复杂。首先要进行粗加工,即制取毛坯,然后进行初加工,包括车、铣、钻、塑性变形加工、拉削和电化学加工等。初步加工由于是在热处理以前完成的,材料硬度还不高,故有时也把这种加工称为软加工。在初加工完成以后,虽然零件形状已经基本具备,但是还不能保证尺寸的稳定性,也不能满足工作表面耐高温和耐磨性、材料强度以及减小热变形和装配变形等各种要求。为了满足这些特殊要求,需要进行各种相应的热处理,然后再对零件进行精加工,即对精密零件工作表面进行研磨、珩磨等磨削加工。精加工完成后需要进行检验,分级选配、插配或配磨,最后进行终检。

此外,柴油机燃料供给系统精密零件由于精度要求极高,配合间隙很小,故对清洁度要求很高,零件在精加工过程中几乎每道工序终了都要采用不同的方法清洗。因此,去毛刺和高效的清洗处理也是燃料供给系统精密偶件制造过程中非常关键的工艺技术。

10.5.1 毛坯的制取

燃料供给系统精密零件的生产批量一般都很大,为了提高产品的质量和生产效率、降低成本,在整个制造过程中,零件毛坯的制取也是很重要的一环。其中,柱塞、出油阀和喷油嘴三对精密偶件的毛坯常常采用精制毛坯方法,即将棒料架在单头或双头自动挤压机或压力机上,用冷挤压或半热挤压的方法进行制取。采用这种方法制取的毛坯,机械加工余量很小,材料内部不会产生气孔、松孔、起层和疏松等缺陷,金属组织也可以得到改善,从而大大改善了切削刀具对零件的加工性能。此外,也有采用精密铸造、高压金属模铸造或模锻方法来制取零件的精制毛坯的。如对于要求相对不高的轴针式喷油器体毛坯,可以采用精密铸造法来制取,而对于要满足高喷油压力的孔式喷油器体毛坯则需采用模锻方法来制取。

如果用冷拔棒料来做精密零件的原始毛坯,在自动车床上采用切削加工直接进行初步成形加工,则会大大降低金属材料的利用率(通常只有25%~50%)和劳动生产率(与前述毛坯制取方法相比可相差9倍以上)。因此,这种用切削加工零件来成型的方法,材料成本和加工成本都会很大,工作效率很低,零件质量也不高,只能用于小批量试制,在大量生产时是不可取的。

需要指出的是,用冷挤压或半热挤压获得的毛坯在进行初加工前需要进行退火、磷化、皂化、浸油、酸洗和回火等处理。

10.5.2 精密零件的初加工

毛坯制取后要用机械切削或电化学方法对零件进行初加工,这些加工应达到较高的精度,以便为最后加工留下很小的加工余量。

为了提高劳动生产率、降低机械加工的劳动强度,可采用万能六角自动车床、多刀车床、带有液压靠模刀架的机床、多轴联动机床以及钻一般精度孔、铣柱塞斜槽棱边、铣出油阀油槽等专用的自动机床。

柱塞外圆柱形表面的初步机械加工可采用无心外圆磨床或外圆磨床。加工外圆柱形精密表面时,要利用已加工过的表面作为定位基准,需要通过多次磨削完成。此时零件的圆度、直线度、锥度以及外形轮廓等都要达到较高的精度,使后续的磨削加工余量一般不超过0.1~0.2mm。

对于柱塞套筒外圆柱表面可在外圆无心磨床、外圆磨床或专用的液压靠模刀架车床上进行加工。

喷油嘴针阀外圆柱形表面加工可在外圆磨床或无心外圆磨床上进行，用锥面和圆柱形表面作为定位基准面。而针阀体的外圆柱形表面加工可在六角自动车床上进行。

对于柱塞、柱塞套、出油阀、出油阀座和针阀体的端面的加工可在万能平面磨床、外圆磨床、端面磨床和立式磨床上进行，定位基准可采用内外圆柱形表面和端面。

对于一些加工难以达到的部位，如针阀体的盛油槽加工可采用电化学的方法进行加工。

10.5.3 小直径深孔初加工和枪孔钻

在柴油机燃料供给系统零件中有一些特殊的小直径深孔，其孔深与直径之比达5倍以上，这类孔的加工十分复杂而困难。由于受切削工具刚性不足和磨损的不良影响，会使被加工的孔产生较大的变形，如出现锥形、椭圆形、中凹形、中凸形和直线度差等现象，此后在热处理过程中孔的形状还会进一步产生扭曲变形。传统上这类小直径深孔的初加工方法是用专用钻头钻孔、铰孔、螺旋铰刀铰孔、镗孔、挤孔（拉孔）以及用钢球校正孔等。实践证明，这种深孔的初加工方法对一些要求很高的精密孔是不能满足要求的。因此，出现了先进的小直径深孔加工方法及设备——枪孔钻。采用枪孔钻加工出来的深孔，可以保证具有更高的几何形状精度、更好的轴线直线度及更小的表面粗糙度值。

目前，对于要求较高的柱塞套中孔、针阀体中孔等精密偶件孔的加工几乎都采用枪孔钻工艺进行孔的初加工，如图10-10所示为典型的TBT枪孔钻床的外形图。



图10-10 TBT枪孔钻床

10.5.4 精密零件的热处理

燃料供给系统精密零件由于工作环境条件恶劣，精度要求高，为了保证零件在贮存、使用过程中的尺寸稳定性、工作表面的耐高温和耐磨性、材料强度以及减小热变形和装配变形等，需要采用各种热处理方法来满足上述要求。

热处理方法有很多种，有氮化、氰化（碳氮共渗）、渗碳、淬火、回火和正火及冰冷处理等。

（1）氮化 对精密零件表面进行氮化处理可以使零件表面的硬度得到很大提高，从而提高其耐磨性、耐腐蚀性和疲劳极限。氮化的关键是要在500~600℃的温度下将氮渗入钢中。由于氮向钢的扩散速度很慢，因此氮化处理的时间要比其它热处理方法长。

（2）渗碳 柴油机燃料供给系统的很多零件要求表面具有很高的硬度和耐磨性，心部

又有较高的韧性和强度,采用渗碳方法可以达到这个目的。渗碳就是将碳渗入低碳钢表面层的一种热处理工艺过程,它可以使用固体的或气体的渗碳剂。固体渗碳剂一般可采用木炭。渗碳通常在充满CO的密闭容器中进行。渗碳过程的延续时间、温度等参数要根据渗碳层的深度要求、材料特点以及硬度等要求严格控制,零件渗碳后要保持在密封罐中进行气氛保护一定时间,然后放置在制冷器中进行冰冷处理,最后进行回火处理。

渗碳零件一般采用低碳合金钢,这些钢中含有铬、镍等元素,可以提高渗碳层的耐磨性、芯部强度和淬透性,因而比碳素钢有很大的优越性。

为了提高零件的表面质量,目前一般也开始采用真空渗碳方法。

(3) 氰化(碳氮共渗) 这种方法是对零件表面同时渗入碳和氮的热处理过程。与渗碳层相比,氰化层具有更高的耐磨性,经氰化处理的零件大大降低了对应力集中的敏感程度,具有较高的耐疲劳极限。

(4) 淬火 淬火的方法有很多种,对于一般柱塞套、出油阀和出油阀座等零件常用盐浴淬火,即在盐浴炉中使零件温度控制在 $830 \sim 840^{\circ}\text{C}$,然后置于 $30 \sim 60^{\circ}\text{C}$ 的油中进行冷却。而对于要求较高的精密偶件,如针阀、针阀体、柱塞和柱塞套等要求在气氛可控的炉子中进行真空淬火,这种热处理方法可以保护零件表面不被氧化,提高零件加工时的表面质量。由于18Cr2Ni4WA、18CrNi8等材料制造的针阀体零件淬透性很深,不仅在油中,而且在空气中也能很好地淬火,对它们在渗碳之后进行深度冰冷处理,使奥氏体转变为马氏体,其表面硬度可达HRC57~62而无须淬火。

(5) 冷处理 为了使淬火时没有转变为马氏体的部分奥氏体完全分解,必须在淬火后直接进行冷处理,否则奥氏体会在冷却的间隔时间中变得稳定,使其转变为马氏体的过程变得困难。淬火钢经冷处理可以提高零件的硬度和质量。

(6) 回火 为了部分或完全消除内应力,降低硬度、提高韧性,一般精密零件需要进行2~3次回火,使处于应力不稳定状态的零件材料,回火后趋于稳定状态,即马氏体和残余奥氏体趋向转变为纯铁体+渗碳体的混合体。由于奥氏体和马氏体的组织体积不同(奥氏体小,马氏体大),回火时体积尺寸会发生变化,这一点是必须加以考虑的。

(7) 时效处理 材料的性能会随着时间的推移而发生改变,这个过程称为时效。精密零件为了消除内部应力,使形状、尺寸保持稳定,常常需要进行时效处理。时效处理分为自然时效和人工时效。自然时效就是在常温下使零件搁置一段较长的时间而产生硬度和尺寸变化;人工时效则是将零件加热并保持在低温条件下进行的时效处理方法。人工时效的速度快,效果也较好,所以在实际加工中经常被采用。

10.5.5 精密零件的精加工

柴油机燃料供给系统的精密零件主要包括喷油嘴针阀和针阀体、喷油泵柱塞和柱塞套、出油阀和出油阀座三对精密偶件以及凸轮轴与挺柱滚轮等强力受载零件,它们的表面在经过热处理后硬度均提高,因此最后的精加工,均为各种磨削(研磨、珩磨、配磨等),有关内容已于前述,此处不再重复。

10.5.6 典型精密零件制造工艺及设备示例

以下仅以喷油嘴偶件制造工艺及其设备为例作一简要介绍,以便使读者对柴油机燃料供

给系统精密零件制造工艺的复杂性和难度有一个大致的了解。

图 10-11 即为典型的长形孔式喷油嘴偶件(针阀体与针阀)的零件图。它们的加工流程和使用的设备分别如下:

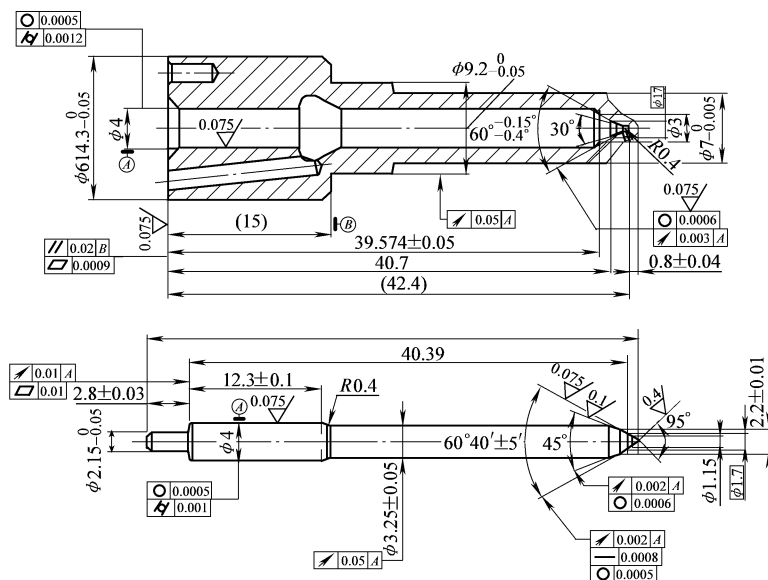


图 10-11 长形孔式喷油嘴偶件(针阀体与针阀)

1. 针阀体

(1) 针阀体内腔和外表面成型——初加工

工序为: ①坯料制备。②枪钻中孔及座面。③数控内外表面成型。④钻定位销孔和进油孔。⑤高频窄脉冲 ECM 电解油槽。

设备为: 冷挤压成型机、TBT 枪孔钻(图 10-10)、数控车削中心、数控铣削中心和高频窄脉冲 ECM 设备等。

(2) 热处理

工序为: ①真空渗碳和真空淬火。②冰冷时效。

设备为: 真空渗碳设备、真空淬火设备和冰冷时效设备等。

(3) 热处理后精加工

工序为: ①外表面精磨加工。②中孔、座面和端面超精磨。③电火花钻喷孔。④挤压珩磨喷孔, 其工作原理参如图 10-12 所示。⑤精珩中孔(配珩)。⑥喷孔流量检测。

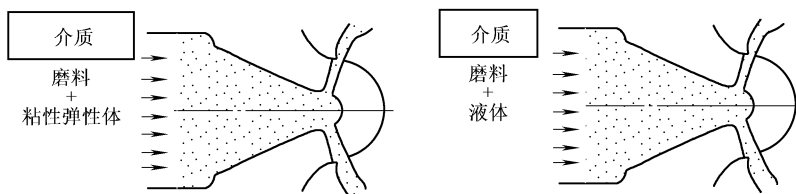


图 10-12 喷孔挤压珩磨示意图

设备为: 数控外圆成型磨床、UVA 或 BAHMULLER 公司生产的高精度中孔座面磨床

(图 10-13)、KADIA 公司生产的中孔超精珩磨机床(图 10-14)、POSALUX 电火花喷孔加工机床(图 10-9)、SANPLUS 微细孔挤压珩磨机(图 10-15)和 SANPLUS 流量检测设备。

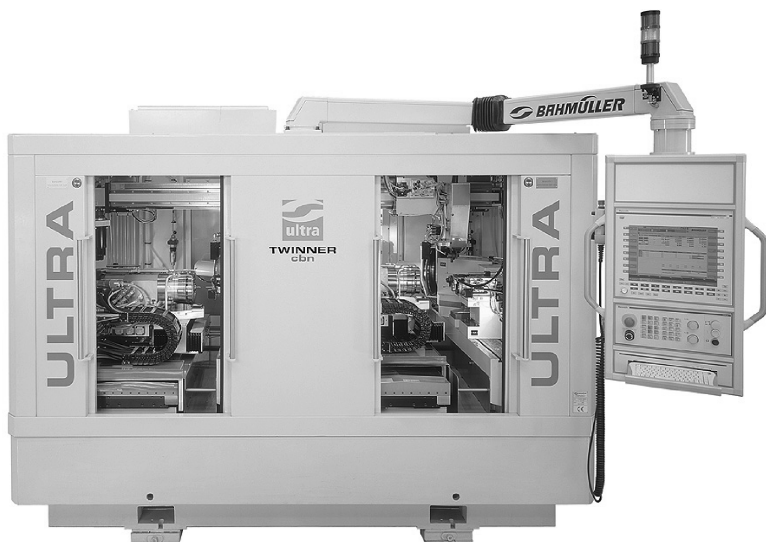


图 10-13 BAHMÜLLER 公司生产的高精度中孔座面磨床



图 10-14 KADIA 公司生产的中孔超精珩磨机床

2. 针阀

(1) 针阀成型——初加工

工序为：①坯料制备。②数控外表面成型。

(2) 热处理

工序为：①真空淬火。②冰冷时效。

(3) 热处理后精加工

工序为：①两级外圆粗、半精无芯切入磨。②三锥面半精磨。③无芯超精磨两级外圆。④双锥面超精磨。

设备为：GHIRINGHELLI 或 MIC-ROSA 公司的高精度无芯磨床、BAH-MULLER 或 STUDER 公司的高精度锥面磨床等。

(4) 针阀导向外圆或双锥面镀膜耐磨层

3. 喷油嘴偶件清洁度控制

清洁度控制也是包括喷油嘴偶件在内的燃料供给系统所有关键零部件制造过程中的重要项目，例如，对于喷油嘴偶件的清洁度值应小于 0.15mg，颗粒度小于 $0.1\text{mm} \times 0.1\text{mm}$ 。

虽然国内外各大公司对去毛刺和清洗工艺安排并不完全相同，但清洗方法和设备则基本上是一致的，它们是：超声波清洗、负压碳氢化合物清洗(图 10-16)、中低压水剂加清洗液清洗、30 ~ 50MPa 高压水剂加清洗液清洗等。



图 10-15 SANPLUS 公司生产的微细孔挤压珩磨机床

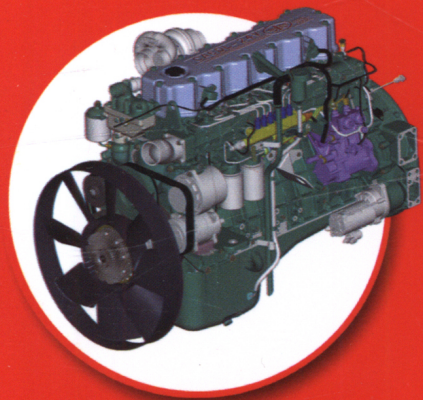


图 10-16 负压碳氢化合物清洗装置

参 考 文 献

- [1] 蒋德明. 内燃机原理[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [2] 周龙保, 刘巽俊, 高宗英. 内燃机学[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [3] Hans List, A. Pischinger, H. Maass. 内燃机全集新版第一卷, 内燃机设计总论[M]. 高宗英译. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [4] H. J. Reuss. Hundert Jahre Dieselmotor. [M] Stuttgart: Franckh-Kosmos-Verlag, 1992.
- [5] H. Mettig. 高速内燃机设计[M]. 高宗英译. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [6] R. Pischinger usw. Thermodynamik der Verbrennungs-Kraftmaschine, List Reihe Neue Floge, Band 5. [M] Vienna-New York: Springer-Verlag, 1989.
- [7] Aound F. Pischigner. Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor, List Reihe, Band 7. [M] Vienna: Springer-Verlag, 1957.
- [8] 何学良, 李疏松. 内燃机燃烧学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [9] Robert Bosch GmbH. Dieselmotor-Management. 4. Auflage. [M] Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlage, 2004.
- [10] P. G. Burman & F. Deluca. 内燃机燃油喷射与调节[M]. 洛阳拖拉机研究所译. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [11] N. B. 阿斯达赫夫. 柴油机的供油与燃油雾化[M]. 朱鹤颐译. 北京: 国防工业出版社, 1977.
- [12] B. N. 克鲁托夫. 内燃机自动调节[M]. 武国成译. 北京: 新时代出版社, 1986.
- [13] 陆际清, 刘峥. 汽车发动机燃料供给与调节[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [14] 邓东密, 邓杰. 柴油机喷射系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- [15] 卓斌, 刘启华. 车用发动机燃料喷射与电子控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [16] 徐家龙. 柴油机电控喷油技术[M]. 北京: 人民交通出版社, 2004.
- [17] R. N. Brady. 柴油机燃油喷射系统[M]. 华祖基译. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [18] Klaus Mollenhauer. Diesel Handbuch. [M] Berlin: Springer-Verlag, 2002.
- [19] Richard van Basshuysen & Fred Schaefer. Handbuch Verbrennungsmotor: 3. Auflage. [M] Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag, 2005.
- [20] Juergen Kasedorf & Ernst Woisetschlaeger. Dieseleinspritztechnik. 6. Auflage. [M] Wuerzburg: Vogel Buchverlag, 2002.
- [21] 高宗英. 根据高压油管实测压力计算柴油机喷油过程的一种新方法[J]. 内燃机学报, 1983(3).
- [22] 高宗英. 气液两相介质中压力波传播速度的研究[J]. 工程热物理学报, 1984(2).
- [23] 高宗英. 柴油机喷油系统内燃油音速的测定[J]. 内燃机工程, 1985(1).
- [24] 高宗英, 张建芳, 朱建新. 柴油机喷油系统变声速变密度模拟计算的研究[J]. 内燃学报, 1986(2).
- [25] 高宗英, 刘胜吉. 柴油机扭矩特性与喷油系统油量校正机构合理匹配[J]. 内燃机学报, 1988(2).
- [26] 高宗英, 刘胜吉, 袁银男. 柴油机喷油系统空泡现象的试验研究[J]. 内燃机学报, 1996(2).
- [27] 罗福强, 汤文伟, 高宗英. 柴油机瞬变工况下某些喷油性能参数变化的研究[J]. 内燃机学报, 1992(3).
- [28] 袁银男, 高宗英. 直喷式柴油机气缸内喷雾贯穿及分布的研究[J]. 燃烧科学与技术, 1996(1).
- [29] 王忠, 高宗英. 节流轴针式喷嘴喷雾特性的研究[J]. 内燃机工程, 1996(4).
- [30] 孙平, 高宗英. 小型直喷柴油机传热过程的研究[J]. 内燃机学报, 1997(1).
- [31] 刘胜吉, 尹必峰. 小型直喷柴油机喷雾油线在燃烧室内分布的研究[J], 内燃机学报, 2002(3).
- [32] 刘胜吉, 王建, 高宗英. 柴油机喷油系统偶件间隙燃油泄漏量的试验与计算分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2007(4).





柴油机 燃料供给与调节

Fuel Injection and Control
for Diesel Engines

上架指导：交通运输 / 柴油机

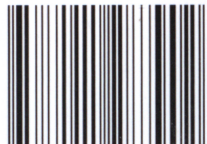
ISBN 978-7-111-28790-2

策划：徐巍 / 封面设计：鞠杨

地址：北京市百万庄大街22号 邮政编码：100037
电话服务 网络服务
社服务中心：(010)88361066 门户网：<http://www.cmpbook.com>
销售一部：(010)68326294 教材网：<http://www.cmpedu.com>
销售二部：(010)88379649
读者购书热线：(010)88379203 封面无防伪标均为盗版

定价：39.80元

ISBN 978-7-111-28790-2



9 787111 287902 >